А. Ф. Крайнев

Словарь-справочник ПО МЕХАНИЗМАМ

А.Ф.Крайнев

Словарь-справочник ПО МЕХАНИЗМАМ

Издание второе,
переработанное и дополненное

МОСКВА
« МАШИНОСТРОЕНИЕ »
1987

ББК 34.4
К78
УДК 621.01(035)

Рецензент д-р техн. наук О. И. Кульбачный

Крайнев А. Ф.

К 78 Словарь-справочник по механизмам. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1987. — 560 с., ил.

(В пер.): 3 р. 20 к.

Приведены термины, обозначения, схемы механизмов и их элементов, а также сведения о взаимодействии элементов, параметрах и характеристиках механизмов, принципах проектирования схем и выборе конструктивных решений.

Дано около 2000 схем механизмов.

Второе издание (1-е изд. 1981 г.) переработано и дополнено сведениями о современных механизмах, используемых в автоматических системах, роботах, приводных, передаточных и исполнительных устройствах.

Для инженерно-технических работников, студентов и преподавателей вузов, экспертов патентных организаций и изобретателей.

К $\frac{2702000000\text{-}218}{038(01)\text{-}87}$ 218-87

ББК 34.4

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Александр Филиппович
КРАЙНЕВ

СЛОВАРЬ-СПРАВОЧНИК ПО МЕХАНИЗМАМ

Редактор **Е. Д. Баженова**
Художественный редактор **С. С. Водчиц**
Переплет художника **Н. П. Степанова**
Макет художника **С. С. Водчица**
Технический редактор **Е. П. Смирнова**
Корректоры **Н. Г. Богомолова, Л. Л. Георгиевская**

ИБ № 5219

Сдано в набор 11.05.86. Подписано в печать 27.02.87. Т-04579. Формат 70 × $100^1/_{16}$. Бумага кн.-журн. имп. Гарнитура таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 45,15. Усл. кр.-отт. 90,30. Уч.-изд. л. 51,49. Тираж 100 000 экз. Заказ № 410. Цена 3 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение». 107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.

© Издательство «Машиностроение», 1981
© Издательство «Машиностроение», 1987 с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель настоящего словаря-справочника — в лаконичной форме дать объяснение понятий и терминов, связанных с анализом и проектированием механизмов. В статьях даны определения понятий или терминов, краткое описание процессов, элементов, звеньев, деталей, кинематических пар и соединений механизмов, примеры применения механизмов, а также основные теоретические положения — законы, теоремы, уравнения, условия и т. п.

Описания в основном иллюстрированы схемами механизмов для разъяснения их принципа действия, характеристики их функционального многообразия, а также отражения тенденций развития и методов проектирования. Для удобства пользования словарем-справочником приведены сокращения, обозначения и тематический указатель.

Термины расположены в алфавитном порядке. Название каждой статьи дано крупным шрифтом. Порядок слов в названиях статей, составленных из нескольких слов, как правило, наиболее распространенный в научно-технической литературе или на первом месте стоит главное по смыслу слово. Если название термина в статье повторяется, то независимо от числа слов оно обозначено одной начальной буквой первого слова.

Во втором издании словаря-справочника исключен ряд общетехнических терминов, которые широко освещены в справочной литературе, издаваемой массовым тиражом, но представлено больше схем механизмов, отличающихся по функциональным признакам, увеличено число примеров применения механизмов в машинах и приборах различных областей техники. Наибольшее внимание уделено современным механизмам, используемым в автоматических системах, манипуляторах, приводных, передаточных и исполнительных устройствах. При отборе примеров применения механизмов автор руководствовался желанием дать тот необходимый минимум технических решений различных задач, чтобы можно было охватить многообразие функций известных в настоящее время механизмов. Поэтому каждый пример, как правило, отличается какой-либо особенностью, не характерной для других исполнений. Представление в сжатой форме данной коллекции механизмов направлено не только на то, чтобы пополнить знания читателя, но и на то, чтобы помочь ему решать новые задачи по созданию механизмов, используя широкие возможности уже существующих решений.

При составлении словаря-справочника использованы ГОСТы на термины и определения механизмов, машин и оборудования, терминология и буквенные обозначения величин, установленные АН СССР в области теории механизмов и машин и других областях знаний, патентная и общетехническая литература.

СОКРАЩЕНИЯ

авиац. — авиация
авт. — автоматы и автоматические линии
автомоб. — автомобили
автотракт. — автомобили и тракторы
англ. — английское
водн. — водный транспорт
голл. — голландское
горн. — горные машины
греч. — греческое
грузопод. — грузоподъемные машины
дерев. — деревообрабатывающее оборудование
др. — другие
ж. д. — железнодорожный транспорт
землер. — землеройные и землеройно-транспортные машины
итал. — итальянское
конв. — конвейеры
лат. — латинское
м. — механизм
металлообр. — металлообрабатывающее оборудование
металлург. — металлургическое оборудование
наз. — называют, называемый
напр. — например
нем. — немецкое
ндп. — недопустимый термин
полиграф. — полиграфическое оборудование
прокатн. — прокатное оборудование
строит. — строительные машины и оборудование
сх. — схема
с. х. — сельскохозяйственные машины
т. — точка
текст. — текстильное оборудование
устр. — устройство
франц. — французское
швейн. — швейное оборудование

ОБОЗНАЧЕНИЯ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

A, W — работа, Дж, кВт · ч, кДж, МДж (1 кВт · ч — 3,6 МДж)
a — делительное межосевое расстояние, мм; ускорение линейное, м/с^2
$\bar{a}_{BA}$ — ускорение т. B относительно т. A, м/с^2
$\bar{a}_e$ — ускорение переносное, м/с^2
$\bar{a}_k$ — ускорение кориолисово, м/с^2
$\bar{a}_n$ — ускорение нормальное, м/с^2
$\bar{a}_r$ — ускорение относительное, м/с^2
$\bar{a}_t$ — ускорение касательное (тангенциальное), м/с^2
a_w — межосевое расстояние, мм
b — ширина венца зубчатого колеса, мм
b_w — рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм
C — жесткость, Н/м
c — радиальный зазор, мм
c^* — коэффициент радиального зазора
d — диаметр, мм; диаметр зубчатого колеса делительный, мм
d_a — диаметр вершин зубьев зубчатого колеса, мм

d_f – диаметр впадин зубчатого колеса, мм

d_w – диаметр зубчатого колеса начальный, мм

E – модуль продольной упругости, МПа; энергия, Дж, кВт · ч

E_k, T – кинетическая энергия, Дж, кВт · ч

E_p, $П$ – потенциальная энергия, Дж, кВт · ч

e – эксцентриситет, мм; ширина впадины зубчатого колеса, мм

F, $\bar{F}$ – сила, Н, кН, МН

$\bar{F}_a$ – сила инерции, Н, кН, МН

$\bar{F}_f$ – сила трения, Н, кН, МН

$\bar{F}_g$ – сила тяжести, Н, кН, МН

$\bar{F}_r$ – реакция в кинематической паре, Н, кН, МН

$\bar{F}_{21}$ – сила со стороны звена *2* на звено *1*, Н, кН, МН

F'_{ior} – погрешность кинематическая наибольшая, мкм, мм, рад, ...°

f, μ – коэффициент трения

f, ν – частота периодических событий (импульсов, колебаний), Гц ($с^{-1}$)

f_{zkor} – циклическая погрешность, мм, рад, ...°

G – модуль сдвига, МПа

g – ускорение свободного падения, $м/с^2$

h – водило планетарной передачи; высота, мм

h_a – высота делительной головки зуба, мм

h_f – высота делительной ножки зуба, мм

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, мм

I, J – момент инерции тела, кг · $м^2$

I_a – осевой момент инерции плоской фигуры, $м^4$

I_p – полярный момент инерции плоской фигуры, $м^4$

I_{xy} – центробежный момент инерции плоской фигуры, $м^4$

i – передаточное отношение (кинематическое)

$\tilde{i}$ – передаточное отношение силовое

j – боковой зазор зубчатой передачи, мм

j_n – боковой нормальный зазор зубчатой передачи, мм

j_t – боковой окружной зазор зубчатой передачи, мм

j_φ – боковой угловой зазор зубчатой передачи, рад, ...°

l – длина, м, мм

l_0 – момент количества движения, кг · $м^2/с$

M – размер по роликам (шарикам), мм; момент силы, изгибающий момент, Н · м, кН · м

$\bar{M}$ – момент силы, Н · м, кН · м

m – масса, кг; модуль зубьев, мм

m_n – модуль зубьев нормальный, мм

m_t – модуль зубьев окружной, мм

m_x – модуль зубьев осевой, мм

N – число циклов нагружений, изменений напряжений

N_0 – базовое число циклов

N_v – эквивалентное число циклов

NN – нормаль

n – коэффициент запаса прочности; частота вращения, $мин^{-1}$ (об/мин); число подвижных звеньев

P – мощность, Вт, кВт; полюс зацепления

p – давление, Па, кПа, МПа; число кинематических пар; шаг зубьев, мм

p_n – шаг зубьев нормальный, мм

p_t – шаг зубьев окружной, мм

p_z – ход зуба, ход винта, мм

Q – объемный расход, подача насоса, компрессора, $м^3/с$, $м^3/мин$; количество теплоты, Дж, кДж, МДж

q – коэффициент диаметра червяка; распределенная нагрузка, кН/м; импульс тела, кг · м/с

R_e – конусное расстояние внешнее, мм

R_m – конусное расстояние среднее, мм

R_z – высота неровностей, мкм

S – шаг резьбы, мм

s – длина пути, м; толщина зуба, мм

T – период, с; температура термодинамическая, К; вращающий момент, момент пары сил, крутящий момент, Н · м; кН · м

$\bar{T}$ – вращающий момент, момент пары сил, Н · м; кН · м

t – время, с; ход резьбы, мм; температура по шкале Цельсия, °С

u – осевое перемещение, мм; передаточное число

u_v – эквивалентное передаточное число

V_{W_r} – колебание длины общей нормали, мкм

v – окружное перемещение, мм; скорость линейная, м/с

$\bar{v}_{BA}$ – скорость линейная т. B относительно т. A, м/с

W – длина общей нормали; момент сопротивления плоской фигуры, м^3

w – число степеней свободы; радиальное перемещение, мм

x – коэффициент смещения исходного контура

x_Σ – коэффициент суммы смещений

x_d – коэффициент разности смещений

y – прогиб, мм; коэффициент воспринимаемого смещения

z – число зубьев

z_v – число зубьев эквивалентное

$\bar{\alpha}$, $\bar{\varepsilon}$ – угловое ускорение, рад/с^2

α – угол профиля исходного контура, рад, ...°

α_w – угол зацепления, рад, ...°

β – угол наклона зуба, рад, ...°

γ – угол подъема винтовой линии, рад, ...°; относительный сдвиг, рад, ...°

Δy – коэффициент уравнительного смещения

δ – угол делительного конуса, рад, ...°; коэффициент затухания, с$^{-1}$

ε – относительная линейная деформация; угловое ускорение, рад/с^2

ε_ν – коэффициент перекрытия зубчатой передачи

ε_α – коэффициент торцового перекрытия

ε_β – коэффициент осевого перекрытия

ζ – коэффициент скольжения

η – коэффициент полезного действия

θ – угол наклона оси балки (вала) в опорах, рад, ...°

ϑ – удельное скольжение

φ, ψ, θ – углы Эйлера, рад, ...°

λ – длина волны, м

μ – динамическая вязкость, Па · с

ν – кинематическая вязкость, м^2/с

ρ – угол трения, рад, ...°; радиус кривизны, мм

Σ – межосевой угол, рад, ...°

σ – нормальное механическое напряжение, Па, МПа

σ_H – контактное (поверхностное) напряжение, Па, МПа

τ – касательное механическое напряжение, Па, МПа; угловой шаг зубьев, рад, ...°

φ – фаза зацепления, рад, ...°

ψ – угол подъема резьбы, рад, ...°

ω, $\bar{\omega}$ – угловая скорость, рад/с

$\bar{\Omega}$ – сумма угловых скоростей, рад/с

А

АБСОЛЮТНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТОЧКИ ИЛИ ТЕЛА – движение точки или тела по отношению к основной системе отсчета.

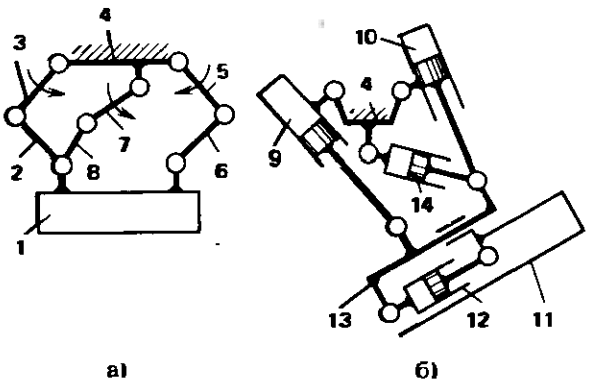
АВТОГРЕЙДЕРА М. – устр. для перемещения отвала автогрейдера относительно рамы машины. На сх. *а*, *б* – м. для перемещения отвала в одной плоскости.

Отвал *1* (см. сх. *а*) связан с рамой *4* посредством трех пар соединенных между собой шарнирно звеньев: *2*–*3*, *8*–*7*, *6*–*5*. Вся совокупность звеньев представляет собой восьмизвенный шарнирный м. с тремя степенями свободы с двумя двухповодковыми структурными группами II класса (звенья *2*, *8* и *1*, *6*).

Независимый поворот коромысел *3*, *5*, *7* позволяет поступательно перемещать отвал и поворачивать его в плоскости.

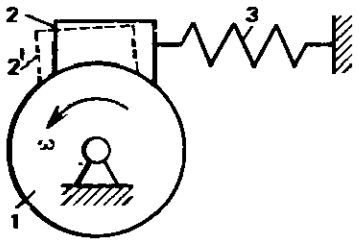
В сх. *б* направляющая отвала *13* соединена с рамой *4* посредством трех гидроцилиндров *9*, *14* и *10*, которые вместе с направляющей и рамой образуют плоский восьмизвенный рычажный м. с тремя степенями свободы. Этот м. отличается от м. на сх. *а* лишь использованием поступательных кинематических пар.

Отвал *11* может перемещаться вдоль направляющей *13* с помощью гидроцилиндра *12*. В целом м. характеризуется четырьмя степенями свободы.



а) б)

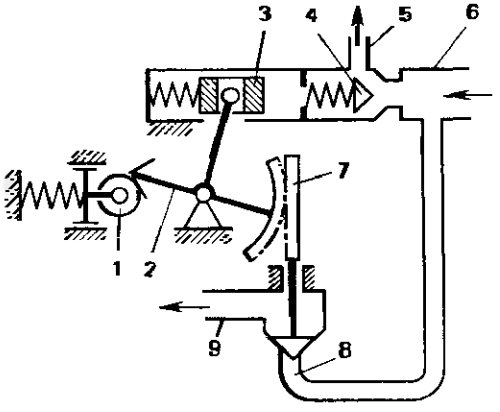
АВТОКОЛЕБАНИЯ (САМОВОЗБУЖДАЮЩИЕСЯ КОЛЕБАНИЯ) – незатухающие колебания неконсервативной системы, установившаяся амплитуда и частота которых определяются свойствами самой системы. Источник энергии А. обычно составляет неотъемлемую часть системы. Примером А. служат колебания маятника часов. Весьма распространены фрикционные А. При вращении шкива *1* колодка *2*, прижатая к шкиву, перемещается в положение *2′*,



затем под действием упругости системы (пружина *3*) возвращается назад, так как сила трения движения меньше силы трения покоя. Затем силы трения снова оказываются больше сил упругости системы и колодка снова увлекается шкивом и т. д.

АВТОМАТ ДАВЛЕНИЯ (авиац.) – устр. для перевода воздушного компрессора с рабочего режима на холостой и обратно – на заполнение баллона.

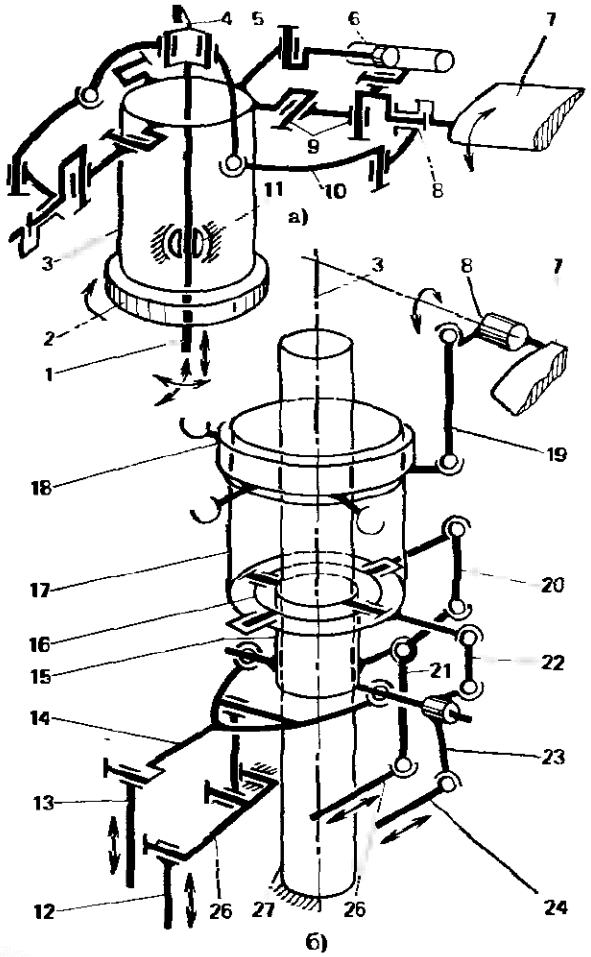
Канал *6* связывает А. с компрессором, канал *5* – с баллоном, а канал *9* – с атмосферой. Когда давление в баллоне



превысит заданную величину, поршень *3* переместится в крайнее левое положение, клапан *4* закроется, а клапан *8* откроется и соединит канал *6* с атмосферой. При падении давления в баллоне поршень *3* переместится вправо, клапан *8* закроется, а клапан *4* откроется, и баллон будет соединен с компрессором. Клапан *8* приводится в действие поршнем *3* через рычаг *2* и реечную передачу *7*. Рычаг *2* имеет два фиксированных положения благодаря взаимодействию скосов на нем с подпружиненным роликом *1*.

АВТОМАТ ПЕРЕКОСА (авиац.) – м. управления общим и циклическим шагом несущего винта вертолета, позволяющий путем соответствующего изменения углов установки лопастей изменять величину и направление равнодействующей аэродинамических сил несущего винта.

Лопасти *7* несущего винта присоединены к ведомому валу редуктора *3* посредством шарниров *9* с перекрещивающимися осями и шарнира *8* с осью, направленной вдоль лопасти. Между лопастью и валом установлен также демпфер *6*. На ведомом валу *3* установлено зубчатое колесо *2*, через которое передается вращение валу.



Управление на сх. *а* осуществляется рычагом *1*, который может поворачиваться в шаровом шарнире *11* и перемещаться вертикально. На рычаге *1* установлена крестовина *4*, которая через звенья *5* и *10* соединена с лопастью.

При вертикальном перемещении рычага *1* крестовина *4* поднимается или опускается, а все лопасти с помощью звеньев *5* и *10* поворачиваются вокруг оси шарнира *8*. Изменяется общий шаг винта (изменяется подъемная сила, и вертолет поднимается или опускается).

При повороте рычага *1* в продольном сечении вертолета лопасти, проходя это сечение при вращении винта, имеют с одной стороны минимальный, с другой – максимальный угол поворота вокруг оси шарнира *8*. Изменяется циклический шаг винта (вертолет наклоняется и движется вперед или назад).

При повороте рычага *1* в поперечном сечении меняется угол поворота лопасти за один оборот винта от максимума до минимума в этом сечении, и вертолет перемещается в соответствующую сторону.

На сх. *б* А. расположен на направляющей трубе *27*, внутри которой размещен вал редуктора *3* (показана геометрическая ось). Соединены лопасти *7* с валом так же, как на сх. *а*. Всего пять симметрично расположенных лопастей. Каждое из описанных выше движений лопастей вокруг оси шарнира *8* получается путем перемещения соответствующих тяг системы управления. Тягой *13* изменяют общий шаг, тягами *25*, *24* – циклический шаг с максимумом и минимумом соответственно в продольном и поперечном сечениях. Тяга *12* служит для регулировки положения рычага *26* и соответственно опоры рычага *14*.

При изменении общего шага движение от рычага *14* передается ползуну *15*, далее через универсальный шарнир *16* – кольцу *17* и через цилиндрический шар-

нир – крестовине *18*. Крестовина перемещается поступательно вдоль оси винта, и через тяги *19* все лопасти поворачиваются на одинаковый угол.

При изменении циклического шага в продольном сечении движения от тяги *25* через рычаг *21* и тягу *20* передается кольцу *17*, которое наклоняется в продольном сечении. Универсальный шарнир допускает этот наклон относительно ползуна *15*. Крестовина *18* наклоняется вместе с кольцом *17* и передает через тяги *19* соответствующее движение лопастям *7*.

При изменении циклического шага в поперечном сечении движение от тяги *24* через рычаг *23*, тягу *22* передается кольцу *17*. Кольцо *17* вместе с крестовиной *18* наклоняется в поперечном направлении и соответственно через тяги *19* воздействует на лопасти *7*.

АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ – совокупность машин-автоматов, соединенных между собой автоматическими транспортными устр. и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса.

АВТООПЕРАТОР (от греч. autos – сам и лат. operor – работаю) – автоматическая машина, состоящая из исполнительного устр. в виде манипулятора или совокупности манипулятора и устр. передвижения и неперепрограммируемого устр. управления.

Наиболее распространено применение А. в качестве устр., обеспечивающего загрузку ориентированных заготовок в зону обработки и съем обработанных деталей.

А. на сх. *а* предназначен для захвата предмета, его перемещения по дуге окружности и освобождения. Его захватное устр., содержащее губки *5* и *6*, выдвигается гидроцилиндром *2*. Захватное устр. выдвигается (в замкнутом состоянии), пока не начнут взаимодействовать упоры *7* и *8*. При этом преодолевается сопротивление замыкающей пружины *4* и захватное устр. раскрывается. При обратном движении поршня гидроцилиндра *2* захватное устр. захватывает предмет и перемещается до упора *3*. Далее оно поворачивается гидроцилиндром *12*, приводящим в движение рейку *11*, взаимодействующую с зубчатым колесом *10*. Поворот ограничен упорами *1* и *9*. Освобождение предмета осуществляется перемещением поршня гидроцилиндра от центра поворота захватного устр.

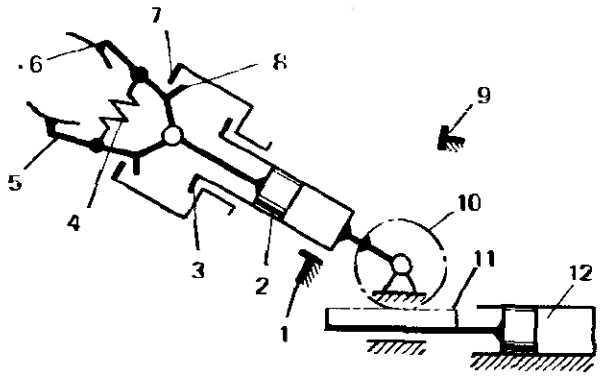
А. по сх. *б* позволяет захватить предмет, поднять его и переместить в горизонтальном направлении. Перемещение захватного устр. и управление им осуществляется одним гидроцилиндром *25*. Начальное положение захватного устр. при нижнем положении поршня гидроцилиндра. Губки *5* и *6* при этом находятся в крайнем разведенном состоянии. Каждая из губок соединена с корпусом *22* захватного устр. посредством прямолинейного-направляющего м, в виде пантографа, содержащего звенья *14*, *15*, *16*, *17*, соединенные в параллелограмм. Ползуны *18* и *23* шарнирно соединены с направляющими м. в т. т. *C* и *D*. Они удерживаются в начальном состоянии пружиной *19*. При их перемещении по направляющей *20* т. т. *E* и *F* будут двигаться по прямолинейной траектории.

При движении поршня гидроцилиндра *25* вверх начинает перемещаться вверх звено *24*. Связанный с ним кулачок *G* надавливает на ролик *13*, при этом преодолевается сопротивление пружин *21* и *26*. Корпус захвата *22* перемещается влево, перемещая влево шарниры *L* и *M*. В соответствии со свойством пантографов т. т. *E* и *F* перемещаются влево на величину, превышающую перемещения шарниров *L* и *M* в *CF/LC* раз. При этом т. *F* остается на линии *LC*, а т. *E* – на линии *MD*. Губки захватного устр. перемещаются, таким образом, в зону расположения захватываемого предмета.

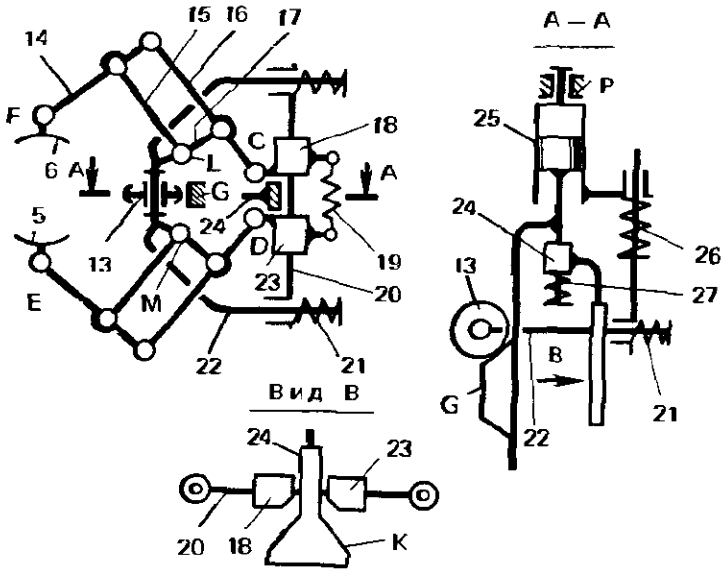
Дальнейшее движение поршня гидроцилиндра *25* приводит к тому, что ползуны *18* и *23* раздвигаются кулачком *K*. Перемещение ползунов обеспечивает прямолинейное движение губок и замыкание захватного устр. При дальнейшем

движении поршня пружина *27* сжимается, а корпус захвата, увлекаемый кулачком *K*, поднимается вверх. Затем ролик *13* скатывается с кулачка *G* и корпус *22* перемещается вправо. Таким образом зажатый губками предмет выводится из рабочей зоны. После этого все устр. поворачивается относительно стойки (в шарнире *P*) и осуществляется цикл опускания и освобождения предмета при движении поршня в противоположном направлении.

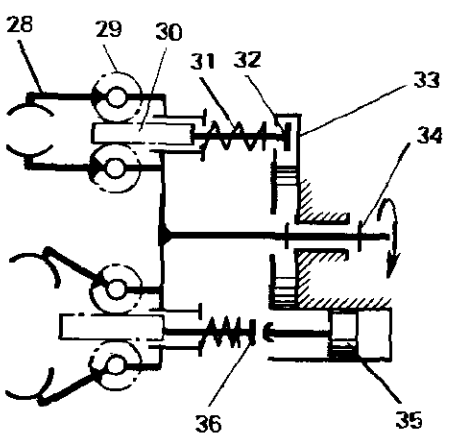
А. по сх. *в* производит операции захвата предмета, его перемещения по окружности и освобождения. Несколько захватных устр. установлено на прерывисто вращающемся валу *34*. Захватное устр. раскрывается гидроцилиндром *35*, воздействующим на толкатель *36*. При последующем повороте вала *34* пружина *31* возвращает толкатель в исходное положение, а тот увлекает за



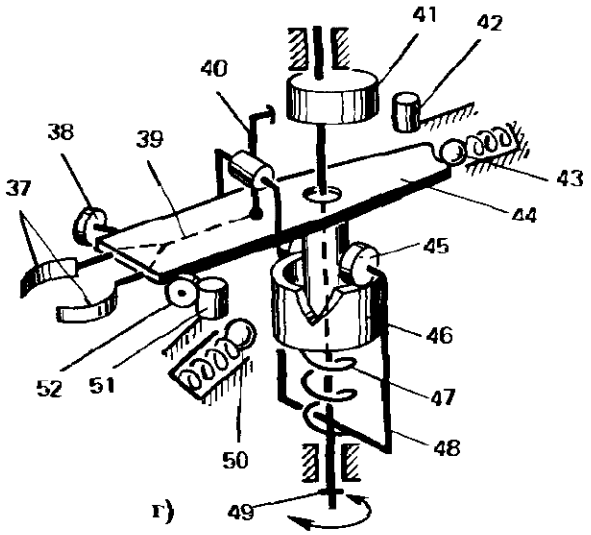
а)



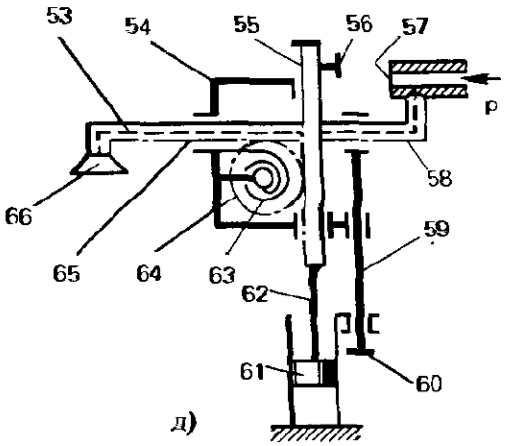
б)



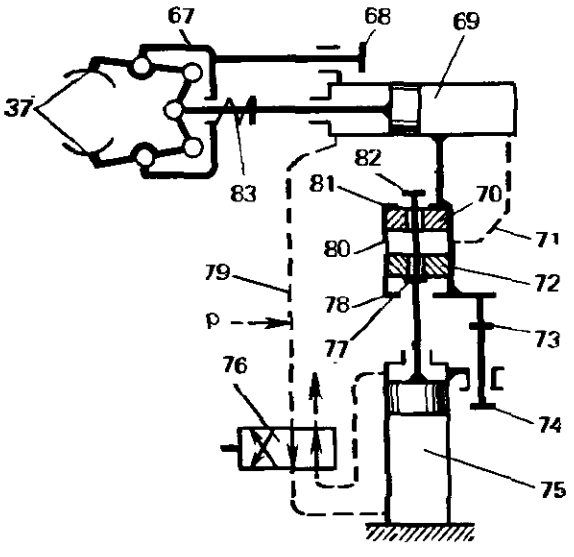
в)



г)



д)



е)

собой рейку *30*, взаимодействующую с зубчатыми колесами *29*, на которых закреплены губки *28* захватного устр. Таким образом, захватное устр. закрывается и удерживается в таком состоянии до следующей позиции управления им. Толкатель надежно удерживает захватное устр. закрытым, скользя по направляющей *33* своей шляпкой *32*.

А. по сх. *г* производит захват, осевое перемещение вверх, перемещение по окружности, осевое перемещение вниз и освобождение перемещаемого предмета.

Ведущий вал *49* совершает реверсивные движения. Закрепленная на ней вилка *48* воздействует роликами *45* на цилиндрический кулачок *46*. При попадании ролика в углубление кулачка последний под действием пружины сжатия *47* перемещается вверх вместе с закрепленным на нем корпусом захватного устр. *44*. После этого корпус вращается вместе с валом *49* до тех пор, пока не упрется роликом *38* в выступ *42*. Далее ролик *45* выходит из углубления кулачка *46* и корпус опускается, после чего процесс перемещения повторяется: корпус из нижнего положения перемещается в верхнее и поворачивается до упора ролика *52* в выступ *51*. Фиксация корпуса в крайних положениях осуществляется подпружиненными шариками *43* и *50*. Управление губками *37* захватного устр. осуществляется кулачком *41*, который в крайних положениях раскрывает и закрывает захватное устр., воздействуя на губки через рычаг *40* и кинематическую цепь *39*.

На сх. *д* А. с пневматическим приводом. Он захватывает предмет, перемещает его по наклонной прямолинейной траектории, а затем отпускает. Привод осуществляется от пневмоцилиндра *61*. Из нижнего положения его поршень перемещается вверх вместе со штоком *62*, на котором закреплена рейка *55*. Вдоль рейки скользит каретка *54*, приводимая в движение от оси сателлита *64*, взаимодействующего с рейкой *55*. Сателлит приводит в движение рейку *65*, расположенную в направляющих каретки перпендикулярно рейке *55*. Вместе с рейкой *65* движется консоль *53*, на которой установлено пневматическое захватное устр. *66*.

Пневматическое захватное устр. *66* срабатывает в нижнем положении при соприкосновении с перемещаемым предметом и при подаче воздуха под давлением *p*, который выходит из отверстия *57*. За счет эжекции создается разрежение в канале *58* и камере захватного устр. *66*.

В верхнем положении захватного устр., когда консоль переместится в крайнее левое положение и отверстие *57* закроется пробкой *56*, воздух начнет поступать в канал *58* и камеру захватного устр. При этом перемещаемый предмет освобождается.

Перемещение поршня пневмоцилиндра *61*, а следовательно, и всех остальных связанных с ним звеньев ограничивается упором *60*, соединенным через стержень *59* поступательной парой с консолью *53*. Возврат всех звеньев в исходное положение осуществляется пружиной *63*.

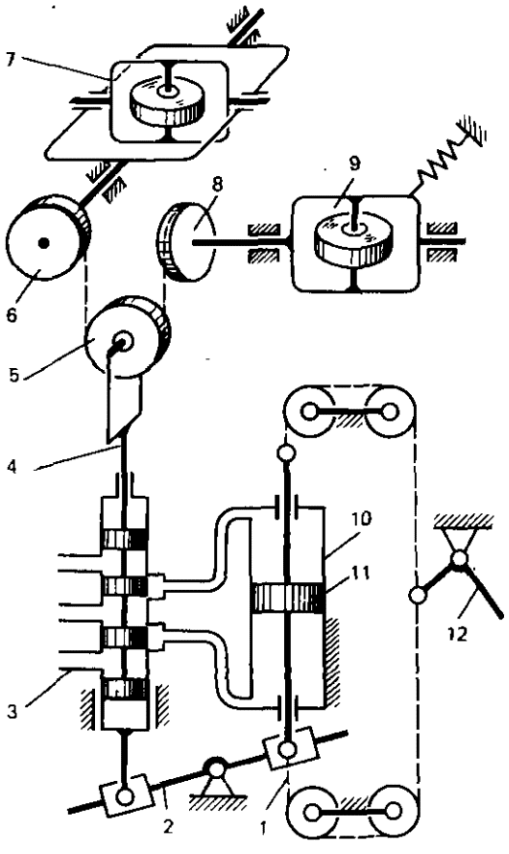
А по сх. *е* позволяет захватывать предмет, последовательно перемещать его вверх, вперед, назад, вниз, вперед и освобождать.

Привод осуществляется от гидроцилиндра *75*, управляемого гидрораспределителем *76*. Жидкость под давлением *p* подается по каналу *79* в нижнюю полость гидроцилиндра *75* и левую полость гидроцилиндра *69*. Поршень гидроцилиндра *69* при этом перемещается в крайнее правое положение, а поршень гидроцилиндра *75* поднимается вместе со всеми звеньями А., пока упор *74* не задержит дальнейшее движение цилиндра *80*. Далее упор *77* воздействует на поршень *72*, в это время поршень *70* удерживается буртиком *81* и жидкость из цилиндра *80* под большим давлением по каналу *71* поступает в правую полость гидроцилиндра *69*. Его поршень перемещается влево и перемещает корпус захватного устр. *67* до положения, ограниченного упором *68*. Далее преодолевается сопротивление пружины *83* и губки *37* расходятся в стороны.

При подаче жидкости в верхнюю полость гидроцилиндра *75* его поршень опускается и опускаются все звенья А., а захватное устр. закрывается и смещается в крайнее правое положение.

В положении, ограниченном упором *73*, упор *82* воздействует на поршень *70* и опускает его, поршень *72* удерживается буртиком *78*, а жидкость поступает из цилиндра *80* в правую полость гидроцилиндра *69*, в результате чего захватное устр. перемещается влево и раскрывается.

АВТОПИЛОТ КРЕНА (авиац.) – устройство для автоматической стабилизации самолета на заданном направлении. Стабилизация осуществляется в зависимости от угла крена и скорости его изменения. Угол крена самолета относительно вертикали определяется с помощью гироскопа *7* в карданном подвесе. Поворот наружной рамки гироскопа (относительно самолета) передается шкиву *6*. Скорость крена определяется с помощью гироскопа *9* с одной степенью свободы. Его рамка поворачивает шкив *8*. Шкивы *6*, *8* соединены гибкой связью, которая воздействует на шкив *5*, соединенный со штоком гидрораспределителя *4*. Шток *4*, перемещаясь, управляет подачей жидкости в цилиндр *10* и соответственно – перемещением поршня *11*. Движение поршня через гибкую связь *1* передается элерону *12*. С помощью кулисы *2* осуществляется обратная связь между элероном и корпусом распределителя *3*.



АВТОСТРОП – грузозахватный м. грузоподъемной машины с автоматическим захватом и освобождением груза. А. обычно подвешен на грузовом канате машины.

В сх. *а* крюки *1* захватывают груз *8* только при определенном положении кулачка *4*. При показанном положении траверса *6* может быть поднята вверх со всеми соединенными с ней звеньями. При этом упор *2* будет контактировать с кулачком *4* и удерживать раму *7* от перемещения относительно траверсы *6*. Если в этом же положении ослаб канат (F – усилие в канате), то упор *5* при опускании траверсы повернет кулачок *4* (см. сх. *б*). При последующем подъеме траверсы кулачок повернется так, как показано на сх. *в*, а рама может свободно перемещаться относительно траверсы. Крюки *1* при этом под действием тяг *3* повернутся и захватят груз *8*. Груз поднимают и перемещают в заданное место. При опускании груза, когда он будет установлен на заданную поверхность и ослабнет канат, траверса опустится. Крюки под действием тяг *3* разойдутся и освободят груз, упор *5* повернет кулачок, как показано на сх. *г*. Затем можно поднимать А. При этом звенья примут положение, показанное на сх. *а*, при котором крюки разомкнуты, а кулачок контактирует с упором *2*. Цикл может быть снова повторен.

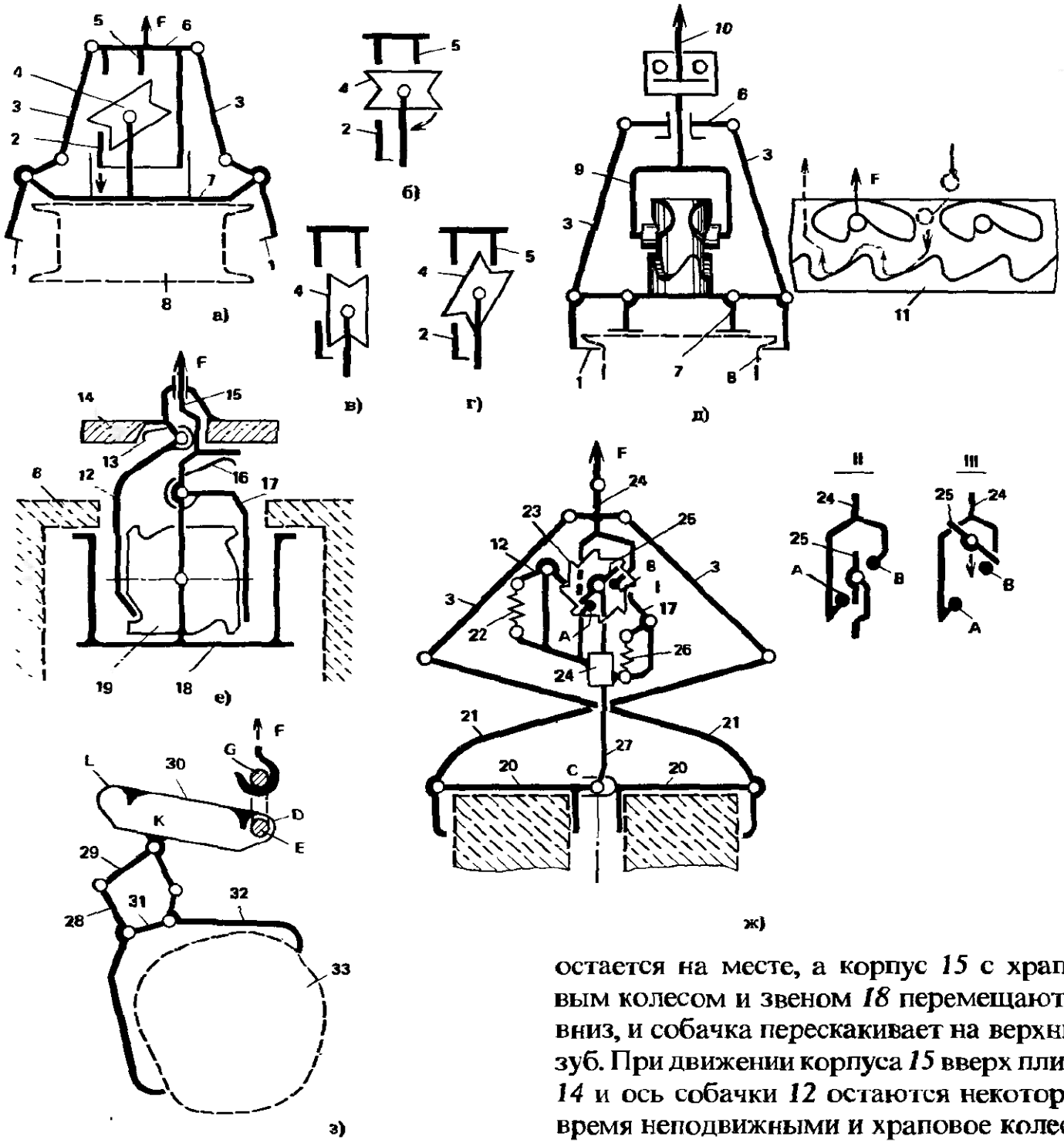
В сх. *д* А. подвешен на тросе *10*. Вилка *9* соединена с тросом с возможностью свободного вращения. Траверса *6* перемещается относительно вилки *9* и через тяги *3* управляет крюками *1*, захватывающими груз *8*. Крюки шарнирно соединены с рамой *7*, на которой установлен кула-

чок *11* с фигурным пазом. Развертка кулачка дана справа на сх. *д*.

При опускании вилки она свободно проходит в паз кулачка. При последующем подъеме она захватывает кулачок и перемещается вместе с рамой в направлении силы $\bar{F}$. Крюки захватывают груз, и все звенья остаются относительно неподвижными, пока не ослабнет канат. При отсутствии силы F вилка опускается и перемещается по пазу кулачка в положение, из которого подъем вилки приводит к ее разъединению с рамой. Рама некоторое время остается на поверхности груза, крюки поворачиваются и освобождают груз. А. поднимается в разомкнутом состоянии, готовом для повторения цикла.

А. по сх. *е* предназначен для захвата грузов, имеющих внутреннюю полость с буртиками.

А. опускают в отверстие полости груза *8* при вертикальном положении звена *18*. Звено *18* жестко соединено с храповым колесом *19* и удерживается от поворота собачками *12* и *17*, поджатыми пружинами *13* и *16* соответственно. При опускании плиты *14* на груз *8* ось собачки *12* остается на месте, а корпус *15* с храповым колесом и звеном *18* перемещаются вниз, и собачка перескакивает на верхний зуб. При движении корпуса *15* вверх плита *14* и ось собачки *12* остаются некоторое время неподвижными и храповое колесо,



взаимодействуя с собачкой, проворачивается на 1/4 оборота, звено *18* занимает горизонтальное положение (см. сх. *е*) и упирается в буртики груза. После этого можно поднимать груз. После опускания груза А. опускают, пока плита *14* не ляжет на груз *8*, а собачка *12* не перескочит на другой зуб храпового колеса. При последующем подъеме А. храповое колесо под действием собачки *12* провернется еще на 1/4 оборота, а звено *18* повернется в вертикальное положение и свободно будет извлечено через отверстие груза *8*.

Во время перескакивания собачки *12* с одного зуба на другой храповое колесо фиксируется плоской собачкой *17*, пружина которой замкнута на корпус *15*.

А. по сх. *ж* предназначен для захвата рулонного материала. Звенья *20* при операции захвата опускают на груз. Они могут раздвигаться относительно друг друга благодаря соединению в т. *С*, допускающему продольные перемещения. Крюки *21* связаны тягами *3* с траверсой *24*, подвешенной на канате. Если траверса *24* не зафиксирована относительно тяги *27*, то крюки *21* могут зажимать груз под действием силы натяжения каната. При соединении траверсы с тягой *27* крюки *21* не могут свободно перемещаться и А. удерживается в раскрытом состоянии.

Траверса *24* взаимодействует с тягой *27* посредством м., который автоматически при поочередном опускании и подъеме А. разъединяет звенья *24* и *27* или соединяет их. Для этой цели использован кулачок *25*, установленный на звене *27* и взаимодействующий с упорами *А* и *В*, размещенными на звене *24*. На сх. *ж* слева положение *I* кулачка обеспечивает соединение звеньев *24* и *27*, т. е. удержание звена *27* относительно звена *24* при действии силы тяжести А. и натяжении каната $\bar{F}$.

Кулачок жестко соединен с храповым колесом *23*, управляемым собачками *12* и *17*, которые установлены на траверсе и прижимаются к храповому колесу пружинами *22* и *26* соответственно. Собачка *12* поворачивает храповое колесо против часовой стрелки при поступательных перемещениях траверсы *24* относительно тяги *27*, а собачка *17* удерживает колесо от поворота по часовой стрелке.

При опускании А. на захватываемый груз тяга *27* перестает двигаться, а траверса продолжает опускаться, собачка *12* надавливает на зуб храпового колеса, и оно поворачивается. При этом кулачок *25* поворачивается на 45°. При последующем подъеме траверсы *24* (см. сх. *ж*-II) кулачок свободно проходит между упорами *А* и *В*, а звенья *24* и *27* разъединяются. При этом крюки *21*, приводимые в движение тягами *3*, сжимают захватываемый груз, после чего А. вместе с грузом поднимают и перемещают.

Последующее опускание груза на опорную поверхность и ослабление каната приводят к тому, что траверса *24* перемещается вниз относительно тяги *27*, а зуб храпового колеса упирается в собачку *12* и колесо поворачивается на 45° и поворачивает кулачок *25* (см. сх. *ж*-III). При натяжении каната кулачок *25* поворачивается, опираясь на упор *В*, и занимает начальное положение (сх. ж-I), при котором звенья *24* и *27* зафиксированы относительно друг друга и соответственно зафиксированы в раскрытом состоянии крюки *21*. А. готов к последующему циклу захвата груза.

А. на сх. *з* предназначен для захвата грузов *33* различной формы. Крюк *32* соединен с траверсой *30*, а крюк *28* присоединен к ней посредством звена *29* и связан звеном *31* с крюком *32*.

Серьга *GE*, подвешенная на крюке крана, при последовательном опускании и подъеме А. удерживается в траверсе *30* в положении *D* или в положении *L* поочередно. В положении *D* сила натяжения каната создает момент относительно т. *К*, уравновешивающий момент от груза *33*. Груз при этом зажат крюками *32*. В положении *L* траверса *30* поворачивается вокруг т. *К* по часовой стрелке и крюки *28* и *32* освобождают

груз, и А. удерживается в раскрытом состоянии.

АВТОСЦЕПКА (ж. д.) – устр. для автоматического сцепления локомотива с вагонами и вагонов между собой при их взаимном нажатии или соударении и для передачи усилий, возникающих при движении состава.

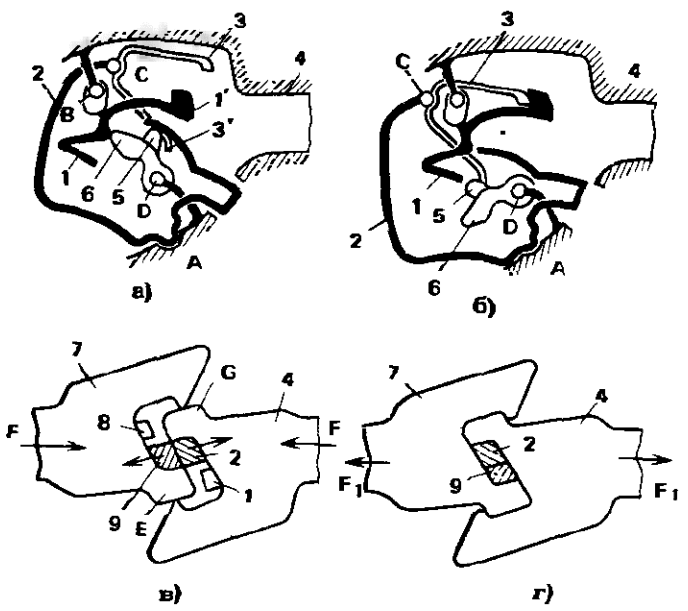
На сх. *а*, *б* – головки А. соответственно в расцепленном при соприкосновении вагонов между собой и сцепленном состоянии. В корпусе головки *4* установлен замок *2* с возможностью качания вокруг т. *A*. На сх. *а* он отведен кулачком *5* подъемника в крайнее правое положение. Замкодержатель *1* подвешен в т. *B* к корпусу и удерживается кулачком *6* подъемника от самопроизвольного утапливания. Предохранитель от саморасцепа *5* отжат вверх кулачком *5*, воздействующим на его нижнее плечо *3'*. Подъемник удерживается в таком положении выступом замкодержателя и не падает вниз. Замкодержатель удерживается за счет давления слева элементов сопряженной головки. Как только вагоны расходятся в разные стороны, замкодержатель под действием противовеса *1'* переместится влево, подъемник упадет и освободит замок, который также переместится влево под собственным весом. А., таким образом, подготовлена к сцеплению.

В сцепленном состоянии кулачки *5* и *6* подъемника переводятся в крайнее левое положение (сх. *б*), замок *2* в процессе сцепления сначала утапливается, а затем под собственным весом перемещается влево, предохранитель *3* упирается в выступ замкодержателя *1*.

Замкодержатель удерживается в данном положении элементами сопряженной головки А.

На сх. *в* и *г* процесс автоматического сцепления. Малые зубья *E*, *G* головок *7* и *4*, сориентированные скосами, входят в зевы. При этом утапливаются замки *9* и *2*, затем соответственно утапливаются замкодержатели *8* и *1*. После того как малые зубья полностью заходят в зевы, замки опускаются под собственным весом, а предохранители упираются в выступы замкодержателей. Автоматическое сцепление завершено.

Чтобы расцепить головки, нужно повернуть в одной из них подъемник вокруг т. *D*. В результате сначала кулачок *5* поднимает предохранитель, а затем «утопит» замок, после чего малый зуб свободно может выйти из зева.



АДАПТИВНОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – рабочее оборудование манипулятора, элементы которого выполнены приспосабливающимися к форме захватываемого объекта.

На сх. *а* – А. в виде многозвенной кинематической цепи, приводимой в движение ползуном *2*, перемещаемым вдоль направляющей *3*.

К четырехзвенному м., содержащему ползун *2*, шатун *1* и коромысло *4*, последовательно присоединен ряд структурных групп II класса *5*–*7*, *6*–*9*, *8*–*11*, *10*–*12*. В результате образован ряд замкнутых контуров. Противолежащие стороны контуров имеют одинаковую длину.

При верхнем положении ползуна *2* все звенья вытягиваются в одну линию (при расположении их в параллельных плоскостях).

При перемещении ползуна вниз поворачивается коромысло *4* и сообщает движения остальным звеньям, которые огибают цилиндрический предмет. А.

может захватывать таким образом предметы разного диаметра.

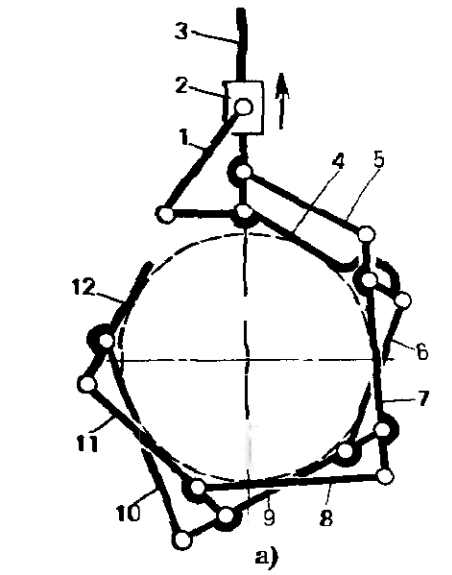
На сх. *б* губки А. выполнены в виде набора элементов *13*, закрепленных на листовых пружинах *14* и *18*. Пружины прикреплены к корпусу *17*. Управляется А. звеном *16*, которое натягивает тросы *19*. Тросы *19* присоединены к крайним элементам, проходят в отверстия каждого элемента и, огибая ролики *15*, соединены со звеном *16*.

При натяжении тросов пружины *14* и *18* изгибаются, а элементы *13* прижимаются к захватываемому объекту. Причем в отличие от сх. *а* элементы могут охватывать и предметы, отличающиеся по форме от цилиндра.

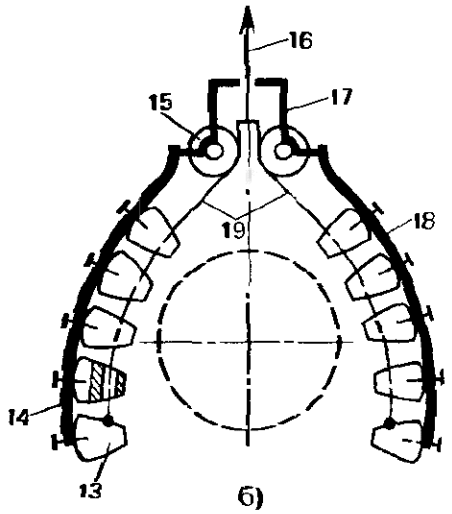
На сх. *в* губки А. выполнены в виде направляющих *22* и *26*, на которых смонтированы элементы *29*, имеющие между собой дифференциальную связь (см., например, *Многокатковой тележки м.*). Крайние элементы соединены шарнирно с помощью одного звена *28* с направляющей *22*, а с помощью другого звена — с ползуном *20*. Средние элементы соединены с двумя соседними элементами. Элементы самоустанавливаются по поверхности захватываемого объекта. Если поверхности объекта параллельны направляющим, то нагрузка на элементы распределяется равномерно.

В нерабочем положении А. вес элементов воспринимается пружинами *30*, а ползуны удерживаются пружинами *21*.

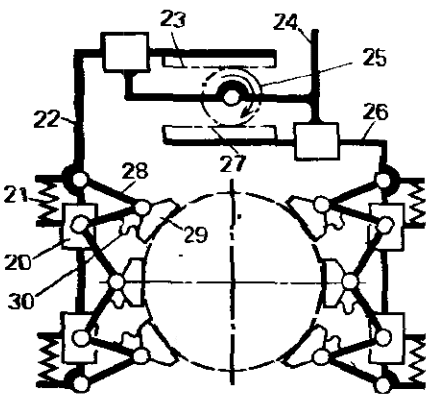
Направляющие *22* и *26* соединены с корпусом *24* поступательными парами, сдвигаются и раздвигаются вращением зубчатого колеса *25*, зацепляющегося с рейками *23* и *27*.



а)



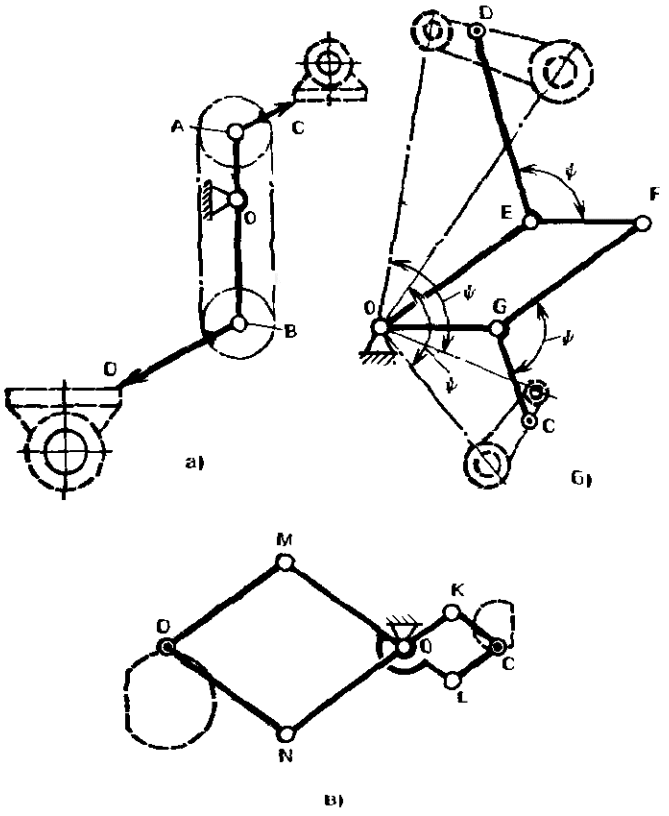
б)



в)

АЙДОГРАФ – устр. для воспроизведения чертежей в измененном масштабе.

В т. *A* и *B* (сх. *а*) установлены шкивы, соединенные гибкой связью. Со шкивами жестко соединены звенья *AC* и *BD*. Положение т. *O* и длину звеньев *AC* и *BD* регулируют, при этом сохраняют соотношение $AC/BD = AO/BO = k$, где k — масштаб уменьшения чертежа. Звено *DB* перемещают так, чтобы т. *D* двигалась по контуру чертежа, при этом т. *C* воспроизводит чертеж в масштабе k. В А. по сх. *б* использован параллелограмм *OEFG*. Стержни *ED* и *GC* жестко связаны соответственно со звеньями *EF* и *GF*. При этом углы ψ одинаковы и выполнено условие $DE/EF = GF/GC = k$. Готовый и воспроизводимый чертежи рас-



а) б) в)

лолагаются под углом один к другому и различаются по масштабу в k раз.

А. по сх. *в* выполнен на основе м. Шигли – шарнирного м., содержащего симметрично расположенные звенья, образующие два подобных ромба *DMON* и *CLOK*. При движении звеньев ромбы остаются подобными. Масштаб определяют как отношение диагоналей или сторон ромбов: $k = OC/OD = CL/DM$. М. по сх. *б* и *в* представляют собой отдельные разновидности пантографа (см. *Пантограф Сильвестра*).

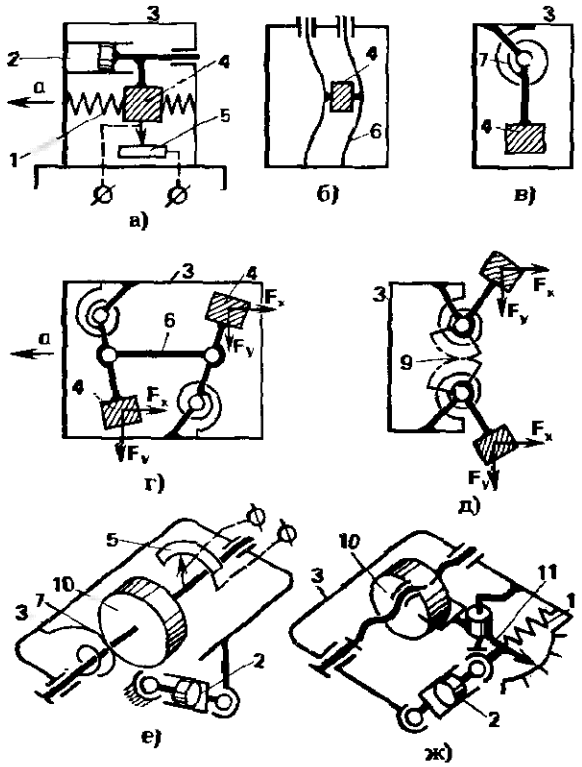
АКСЕЛЕРОМЕТР (от лат. accelero – ускоряю и греч. metreo – измеряю) – прибор для измерения ускорений в транспортных машинах, летательных аппаратах и др.

А. устроен на принципе использования инерционной силы, движущейся с ускорением массы. В корпусе *3* подвешена масса *4* (сх. *а*). С корпусом она взаимодействует через пружины *1*. При ускорении или замедлении корпуса масса *4* стремится сохранить свое первоначальное положение, т. е. соответственно отстать от корпуса или опередить его. Одна из пружин при этом сжимается, а масса *4* совершает относительное перемещение в направлении, противоположном ускорению *a* корпуса. Величина этого перемещения измеряется с помощью потенциометра *5* и пересчитывается на величину ускорения. Для гашения колебаний массы служит демпфер *2*.

В качестве элементов подвески массы *4* используют листовые пружины *6* (сх. *б*) и шарнирное соединение с корпусом *3* (сх. *в*). А. по сх. *в* представляет собой маятник со спиральной пружиной *7*.

Если в *А.* по сх. *а* относительное перемещение массы при линейной характеристике пружины пропорционально ускорению, то в маятниковом А. по сх. *в* эта зависимость не пропорциональная. Но маятниковый А. характеризуется большей чувствительностью к незначительному ускорению.

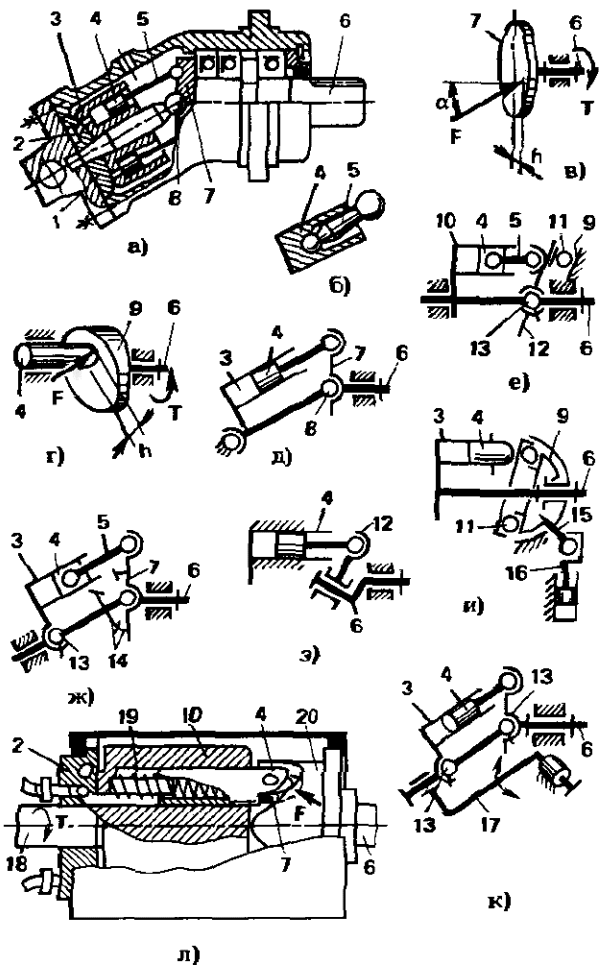
При малых углах отклонения массы *4* можно приближенно считать линейной зависимость между ускорением и угловым перемещением, но с увеличением угла ошибка, обусловленная непропорциональностью, растет. Наличие боковых ускорений и соответственно сил инерции F_y (сх. *г*) вызывает искажение результатов измерения ускорения, обусловливаемого силами F_x. Для того чтобы уравновесить момент силы F_y относительно точки подвеса, устанавли-



вают параллельно два маятника, соединенных тягой *8*. Схема такого соединения представляет антипараллелограмм. Конструктивную разновидность антипараллелограмма с высшими парами представляет собой зубчатая пара *9* (сх. *д*).

Для измерения углового ускорения ротор *10* (сх. *е*) установлен на оси в корпусе *3* и соединен с ним спиральной пружиной *7*. Поворот ротора *10* относительно корпуса *3* при линейной характеристике пружины *7* пропорционален угловому ускорению и измеряется с помощью потенциометра *5*. В сх. *ж* ротор *10* установлен на винте и при повороте перемещается вдоль оси вращения, поворачивая стрелку *11*.

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМОТОР (АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ПНЕВМОМОТОР) – поршневой гидромотор (поршневой пневмомотор), у которого оси поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней углы не более 45°.



Различают А. однократного (сх. *а* – *к*) и многократного действия (*л*), у которых соответственно в каждой рабочей камере совершаются один рабочий цикл и два или более рабочих циклов за один оборот выходного звена.

А. однократного действия имеет блок цилиндра *3*, наклонный по отношению к оси выходного звена (сх. *а*, *д*, *ж*, *к*), или диск, наклонный по отношению к оси блока цилиндров (сх. *г*, *и*, *е*, *з*). А. работает в первом случае благодаря наличию угла между осью блока цилиндров *3* и осью выходного звена *6* и во втором случае – благодаря связи или контакту поршней *4* с плоским торцом диска.

В А. многократного действия (сх. *л*) движение выходного звена осуществляется благодаря связи или контакту поршней с торцом кулачка *20*, имеющим периодически повторяющуюся поверхность переменной кривизны.

Жидкость под давлением через гидрораспределитель *2* (сх. *а*) подается в рабочую полость и давит на поршень *4*. Поршень через шатун *5* взаимодействует с диском *7*, закрепленным на выходном звене *6*, и приводит его во вращение.

Давление $\bar{F}$ от поршня на торцовую поверхность диска направлено под углом α к этой поверхности (сх. *в*). В сх. *г* давление $\bar{F}$ направлено по нормали к поверхности торца диска *9*. Вращающий момент в обоих случаях возникает благодаря действию окружной составляющей силы $\bar{F}$ на плече h. Вращающий момент, уравновешивающий момент $\bar{T}$, равен $Fh \operatorname{tg} \alpha$. Блок цилиндров *3* опирается на сферическую пяту *1* и центрируется посредством шаровой опоры *8*. В цилиндры жидкость подается поочередно благодаря вращению блока *3* относительно гидрораспределителя *2*. Блок приводится во вращение вследствие окружного воздействия диска *7* на шатун *5*, а шатуна – на поршень *4* (сх. *б*) и далее на блок цилиндров. В других вариантах блок цилиндров связан с выходным звеном зубчатой конической передачей *14* с передаточным отношением $i = 1$ (сх. *ж*) или с помощью универсальных шарниров *13* (сх. *е*, *к*), или непосредственно (сх. *и*). В сх. *г* и *з* блок цилиндров неподвижен,

гидрораспределитель соединен с выходным звеном *6*.

В сх. *е*, *и* блок *3* вращается, а диск *9* неподвижен. В сх. *л* гидрораспределитель *2* соединен со звеном *6*, а блок *10* – со звеном *18*. Любое из этих звеньев может быть выходным.

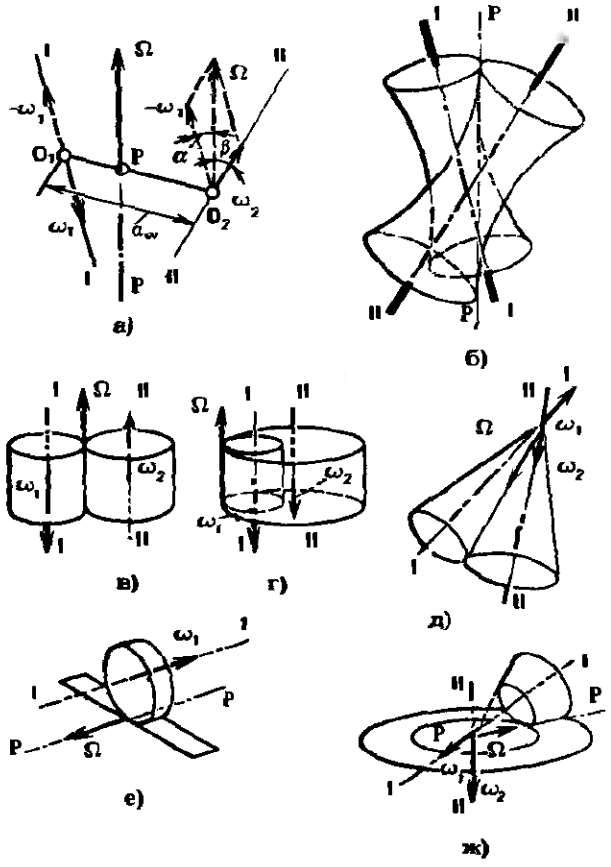
Рассмотренные варианты представляют собой пространственные четырехзвенные м.: кривошипно-кулисные (сх. *а*, *д*, *ж*, *к*) и кривошипно-ползунные (сх. *е*, *з*). В сх. *и* и *к* дополнительно присоединены м., позволяющие регулировать частоту вращения выходного звена благодаря наклону блока *3* вместе с корпусом *17* или наклону диска *9* с помощью гидроцилиндра *16*, воздействующего на диск через коромысло *15*.

В сх. *е* и *и* упорный подшипник *11* уменьшает трение между взаимодействующими поршнями и диском *9*. В сх. *е* поршни через шатуны *5* давят на промежуточное звено *12*, которое может передавать на выходное звено *6* только окружную составляющую давления. В А. многократного действия (сх. *л*) поршни *4* взаимодействуют с кулачком *20* через ролики *7*. Реакция $\bar{F}$ со стороны кулачка направлена по нормали к взаимодействующим поверхностям. Наличие вращающего момента, уравновешивающего момент $\bar{T}$, обусловлено окружной составляющей реакции $\bar{F}$ и ее расположением на некотором расстоянии от оси выходного звена. Поршни прижаты к кулачку посредством пружин *19*. За один оборот выходного звена поршень совершает столько циклов возвратно-поступательного движения, сколько выступов (впадин) на кулачке.

А. многократного действия, так же как и радиально-поршневой гидромотор, позволяет получать больший момент T при меньшей частоте вращения выходного звена по сравнению с А. однократного действия.

Все А. характеризуются некоторой неравномерностью хода, обусловленной пульсацией подачи жидкости.

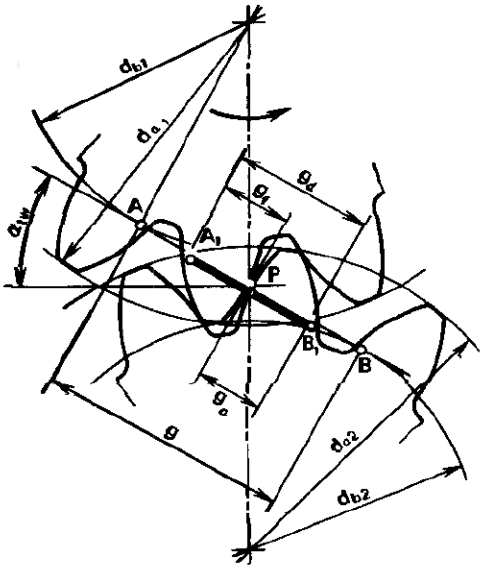
АКСОИДНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ КОЛЕС ПЕРЕДАЧИ – поверхности, описываемые мгновенной осью относительного движения колес передачи в системе



координат каждого из колес. В общем случае расположения осей колес $I-I$ и $II-II$ и вращения колес с угловыми скоростями $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ (сх. *а*) колеса имеют мгновенную ось относительного движения $P-P$ и вектор относительной угловой скорости $\bar{\Omega}=\bar{\omega}_2-\bar{\omega}_1$.

В соответствии с правилом сложения векторов $\bar{\omega}_2$ и $-\bar{\omega}_1$ определяют $\bar{\Omega}$ как их геометрическую сумму, отрезки межосевого расстояния O_1P и O_2P получают из соотношения $O_1P/O_2P=\operatorname{tg}\alpha/\operatorname{tg}\beta$. Ось $P-P$ в системе координат каждого из колес описывает однополостный гиперболоид (сх. *б*). В частных случаях, когда оси колес параллельны или пересекаются, А. представляют собой соответственно цилиндры (сх. *в*, *г*) или конусы (сх. *д*). Если одно из звеньев совершает поступательное движение, то одна из А. превращается в плоскость (сх. *е*). То же самое происходит, если ось $P-P$ оказывается перпендикулярной оси вращения одного из колес (сх. *ж*). А. используют при выборе геометрических элементов передач, в частности начальных поверхностей колес.

АКТИВНАЯ ЛИНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – часть линии зацепления зубчатой передачи, по которой происходит взаимодействие одного зуба с другим.



Контакт зубьев и передача нагрузки осуществляется не на всей линии зацепления AB, так как зубья имеют ограниченную высоту и входят в зацепление в т. A_1, а выходят в т. B_1. Эти точки наз. предельными точками линии зацепления, они расположены в местах пересечения линии зацепления с окружностями вершин зубьев. Радиусы (диаметры) окружностей вершин обозначают r_{a1}, r_{a2} (d_{a1}, d_{a2}). Линия A_1B_1 – активная линия зацепления. Острый угол α_{tw} между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии, наз. углом зацепления. Обозначения: g – длина линии зацепления; g_d – длина активной линии зацепления; g_f – длина дополюсной части; g_a – длина заполюсной части; d_{b1}, d_{b2} – диаметры основных окружностей.

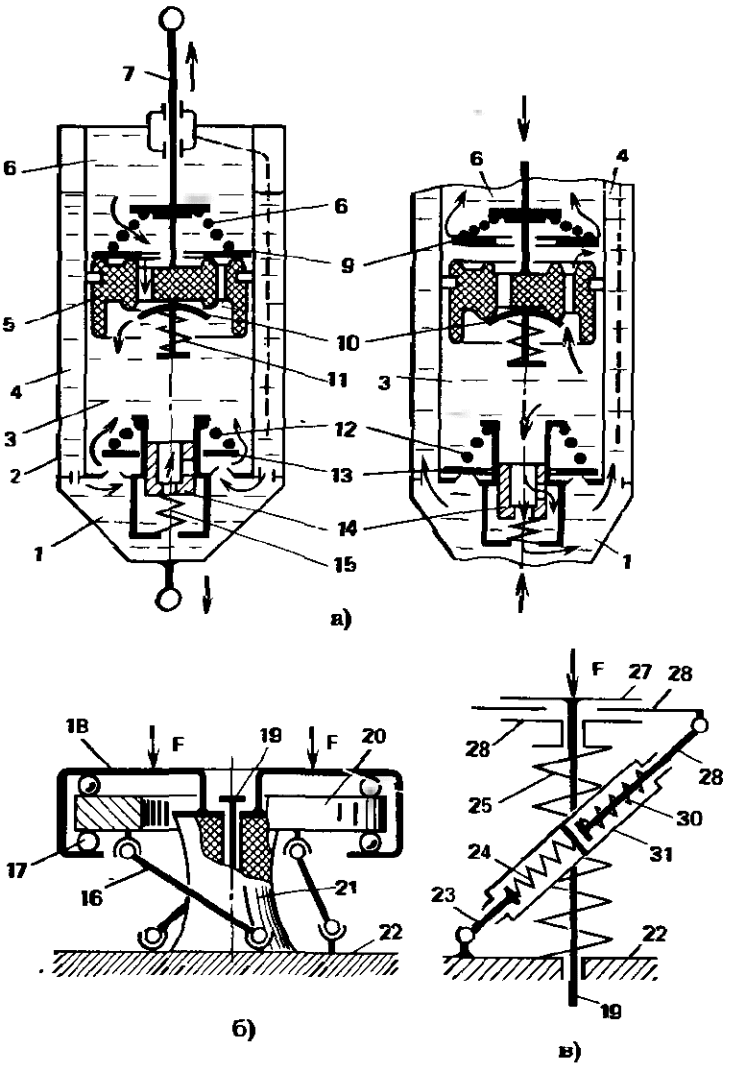
АМОРТИЗАТОР (от франц. amortir – ослаблять, смягчать) – устр. для смягчения ударов и гашения колебаний.

К А. относят как устр., преимущественно гасящие колебания, например, в автомобилях, так и устр., практически только смягчающие удары без гашения колебаний.

На сх. *а* – гидравлический А. автомобиля, на сх. *б* – инерционный А. технологического оборудования.

А. на сх. *а* имеет цилиндр *2*, проушина которого соединена с осью колеса, и поршень *5*, шток *7* которого шарнирно соединен с рамой машины.

Функционирование гидравлического А. основано на сопротивлении перетеканию жидкости между резервуаром и рабочим цилиндром (между полостями *1*, *3*, *4*, *6*) через узкие каналы с преодолением сопротивления пружин клапанов. Жидкость при перетекании нагревается, за счет чего поглощается энергия ударов колес автомобиля о неровности дороги. Работа А. характеризуется двумя циклами, один возникает при сжатии пружины подвески (сх. *а* справа), а второй при ее расслаблении (сх. *а* слева).



При сжатии пружины проушина цилиндра и шток поршня сближаются (сх. *а* справа), объем полости *3* уменьшается, перепускной клапан *9* отжи-

мается и жидкость перетекает из полости *3* в полость *6*. Но поскольку объем полости *6* за счет объема штока увеличивается медленней, чем уменьшается объем полости *3*, часть жидкости перетекает через центральное отверстие клапана сжатия *14*. При этом клапан *14* под давлением жидкости перемещается вниз и освобождается боковое отверстие, через которое жидкость перетекает в полость *1*, а затем в полость *4*.

При расслаблении пружины подвески проушина штока *7* и цилиндра *2* удаляются друг от друга (см. *а* слева), клапан *9* прижат пружиной *8* и давлением жидкости к поршню *5*, а клапан *14* под действием пружины *15* находится в верхнем положении.

Под давлением жидкости деформируется диск клапана отдачи *10* и сжимается его пружина *11*, впускной клапан *13* поднимается, преодолевая сопротивление пружины *12*. Жидкость перетекает из полости *4* в полость *1*, а из полостей *1* и *6* — в полость *3*.

А. на сх. *б* имеет упругий элемент *21* между станиной *18* и основанием *22*. От боковых перемещений станина и основание зафиксированы направляющим стержнем *19*. В станине установлен маховик *20* на шариковых опорах *17*. Маховик соединен с основанием наклонными звеньями *16*, оси которых образуют поверхность двуполостного гиперболоида.

При цикле сжатия элемента *21* под действием сил $\bar{F}$ маховик раскручивается в одну сторону, при цикле расслабления элемента *21* его вращение реверсируется. При этом амплитуда колебаний и ускорения перемещений станины уменьшаются. Часть энергии колебаний поглощается элементом *21* и расходуется на трение в опорах маховика и шарнирах звеньев.

На сх. *в* А. в виде связанных между собой пружины *25*, смягчающей удары, и фрикционного устр. (звенья *26*, *28*, *27*), гасящего колебания.

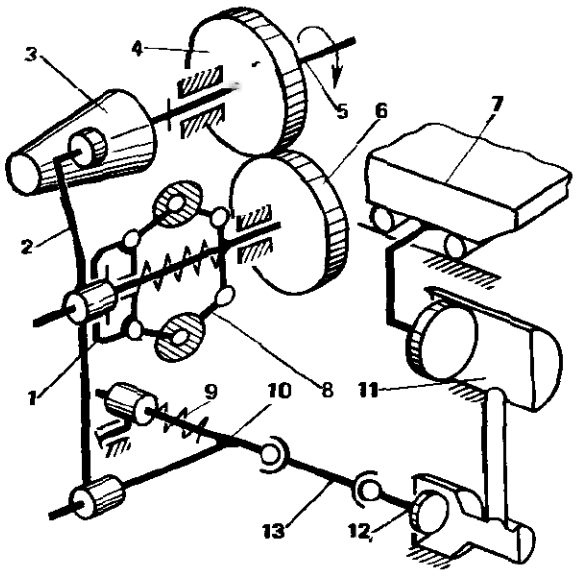
Под действием силы удара $\bar{F}$ ползун *19* перемещается в направляющей, пружина *25* сжимается, и поскольку сама пружина почти не поглощает энергию, начинается колебательный процесс. Но при этом упругая тяга, составленная из звеньев *23*, *31* и *29*, заставляет перемещаться пластину *28*, зажатую с обеих сторон пластинами *26* и *27*. За счет трения между пластинами энергия колебаний превращается в тепло.

Тяга выполнена упругой во избежание резких перемещений пластины *28*. При этом если ползун *19* движется вниз, то сжимается пружина *24*, если он движется вверх, то сжимается пружина *30*.

АМОРТИЗАТОРА РЕГУЛЯТОР (полиграф.) — устр., изменяющее количество воздуха, выпускаемого из цилиндра амортизатора в атмосферу в зависимости от скорости движения звеньев машины.

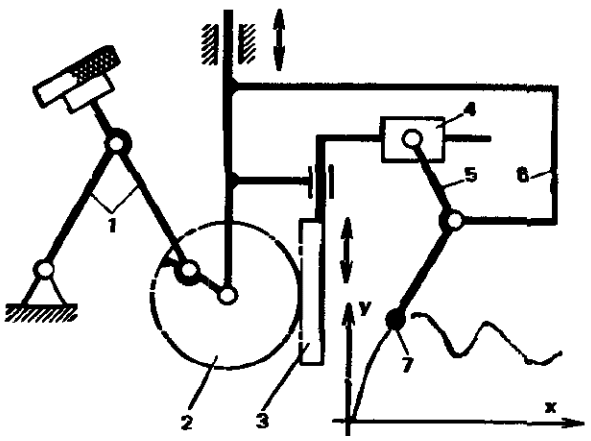
Вал *5*, связанный с печатным цилиндром, приводит во вращение через пару зубчатых колес *4* и *6* центробежный регулятор *8*. Регулятор через муфту *1* взаимодействует с коромыслом *2*, опирающимся на конус *3*, установленный на валу *5*. При перемещении коромысла вдоль оси конуса оно поворачивается и перемещает в осевом направлении звено *10*. Силовое замыкание м. осуществляет пружина *9*. От звена *10* через шатун *13* движение передается клапану *12*, который обеспечивает выпуск воздуха из цилиндра амортизатора *11*.

В зависимости от количества воздуха в цилиндре *11* реализуется заданный закон торможения талера *7*.

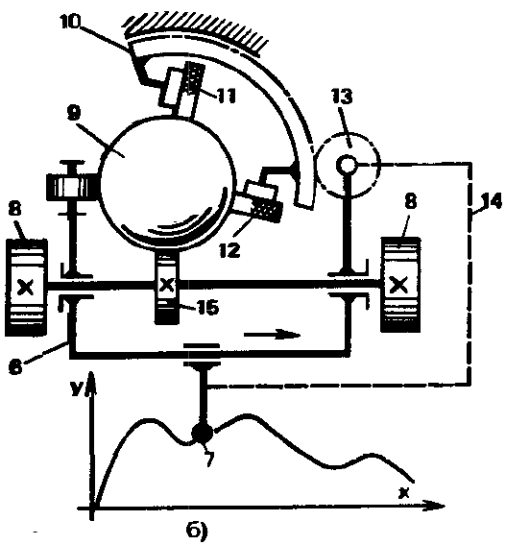


АНАЛИЗ М. – исследование кинематических и динамических свойств м. по заданной его схеме.

АНАЛИЗАТОР ГАРМОНИЧЕСКИЙ – прибор для частотного анализа непериодических функций. Обводной штифт *7* (сх. *а*) передвигают по анализируемой кривой. Рычаг *5* перемещает поступательно каретку *6* и через звено *4* и рейку *3* поворачивает зубчатое колесо *2*. Колесо *2* соединено с планиметром *1*, с помощью которого получают один из коэффициентов ряда Фурье анализируемой функции. Меняя колесо *2* и передаточное отношение м., получают другие коэффициенты. В А. на сх. *б* каретка *6* перемещается вдоль оси *y*. Вращение катков *8* через ролик *15* передается шару *9* и далее интегрирующим роликам *11* и *12*. Эти ролики перемещаются также посредством водила *10*, механизма *13* и устр. *14* при движении штифта *7* вдоль оси *x*. Показания (коэффициенты Фурье) снимаются на шкалах интегрирующих роликов.



а)



б)

АНАЛОГ СКОРОСТИ ТОЧКИ – первая производная радиус-вектора точки по обобщенной координате м. s_1 или φ_1. При вращающемся начальном звене

$$\frac{ds_i}{d\varphi_1} = \frac{ds_i}{dt}\frac{dt}{d\varphi_1} = v_i/\omega_1,$$

где v_i – скорость точки i; ω_1 – угловая скорость начального звена.

АНАЛОГ УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ ЗВЕНА – вторая производная угла поворота φ_i звена i по обобщенной координате м. φ_1. А. записывают в виде $\varphi_i'' = d^2\varphi_i/d\varphi_1^2$. Угловое ускорение ε_i при известных φ_i'' и φ_i' определяют из соотношения

$$\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{dt} = \frac{d(\varphi_i'\omega_1)}{dt} = \varphi_i''\omega_1^2 + \varphi_i'\varepsilon_1,$$

где ω_1 и ε_1 – соответственно угловая скорость и угловое ускорение начального звена.

АНАЛОГ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ЗВЕНА – первая производная от угла поворота φ_i звена i по обобщенной координате м. φ_1. А. звена i записывают в виде $d\varphi_i/d\varphi_1$ или φ_i', при этом получается связь с угловыми скоростями ω_i и ω_1 соответственно звена i и начального звена:

$$\frac{d\varphi_i}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_i}{dt}\frac{dt}{d\varphi_1} = \frac{\omega_i}{\omega_1}.$$

АНАЛОГ УСКОРЕНИЯ ТОЧКИ – вторая производная радиус-вектора точки по обобщенной координате м. s_1 или φ_1.

При вращающемся начальном звене ускорение a_i точки i при известных $s_i' = \frac{ds_i}{d\varphi_1}$ и $s_i'' = \frac{d^2s_i}{d\varphi_1^2}$ определяют из соотношения

$$a_i = \frac{dv_i}{dt} = \frac{d(s_i'\omega_1)}{dt} = s_i''\omega_1^2 + s_i'\varepsilon_1,$$

где s_i'' – аналог ускорения т. i; v_i и s_i' – соответственно скорость т. i и ее аналог; ω_1 и ε_1 – соответственно угловая скорость и угловое ускорение начального звена.

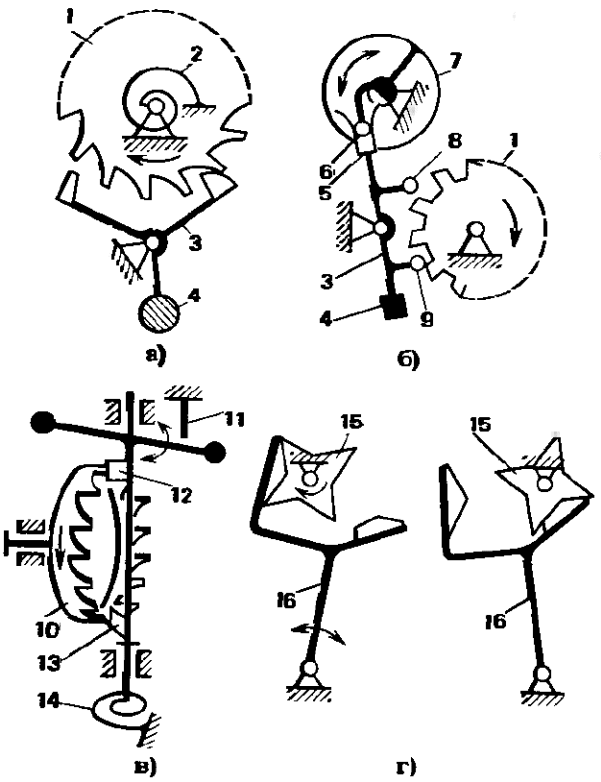
АНКЕРНЫЙ М. (от нем. Anker, буквально – якорь) – устр., содержащее качающееся звено, которое взаимодействует своими выступами с выступами вращающегося звена и обеспечивает его прерывистое вращательное движение.

На сх. *а* анкер *3* с грузом *4* совершает качательное движение вследствие самовозбуждения колебаний в системе. Звено *1* стремится повернуться под действием пружины *2*, но периодически удерживается выступами анкера *3*.

В сх. *б* качательное движение анкеру *3* сообщается звеном *7* через штифт *6*, установленный на нем, и вилку *5*, жестко связанную с анкером. Выступы *8* и *9* поочередно взаимодействуют с колесом *1*.

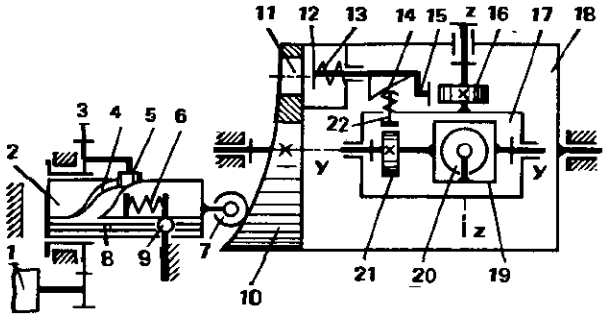
В сх. *в* колесо *10* имеет торцовые выступы, взаимодействующие с флажками *12* и *13*, жестко связанными с маятником, который имеет грузы *4* и спиральную пружину *14*. Колебания маятника ограничены упором *11*.

В сх. *г* благодаря качательному движению анкера *16* обеспечивается прерывистое вращение звездочки *15*, имеющей четыре зуба с плоскими гранями. Выступы на анкере также имеют плоские грани, которые прилегают к граням звездочки в крайних положениях анкера. За время одного качания анкера звездочка поворачивается на 90°.



АНТИПАРАЛЛЕЛОГРАММ – см. *Двухкривошипный м.*

АРРЕТИРУЮЩИЙ М. [от нем. Arretier(ung), от франц. arrêter – останавливать, фиксировать] – устр. для установки и закрепления чувствительного элемента прибора в нерабочем положении для его предохранения от механических воздействий при транспортировке и установке.

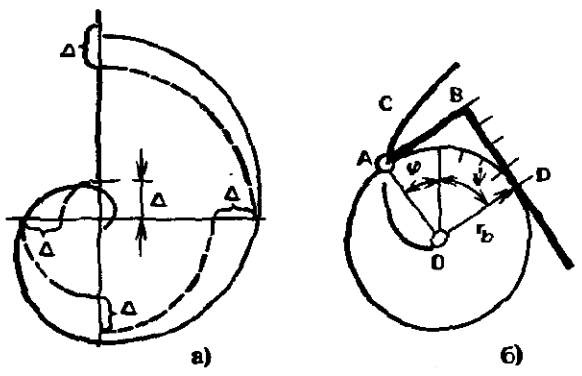


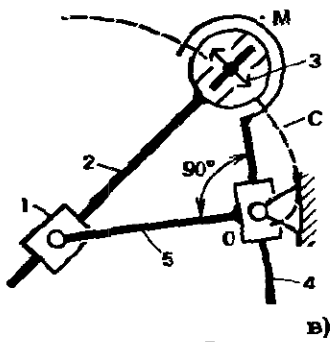
На сх. устр. для приведения в исходное положение авиагоризонта. Исходное положение предусматривает расположение осей $z-z$ и $y-y$ параллельно соответственно поперечной и продольной осям самолета. Такое положение обеспечивается совпадением выреза на кулачке *16* с упором *15* и выреза на кулачке *21* с толкателем *22*. Приводятся упор *15* и толкатель *22* следующим образом. Двигатель *1* при включении поворачивает колесо *3* на один оборот. В процессе этого поворота палец *5*, воздействуя на винтовой паз *4*, перемещает шток *2* вправо. Шток удерживается от проворота штифтом *9*. Ролик *7* нажимает на цилиндрический симметричный кулачок *10* и поворачивает следящую рамку *18* до положения, при котором ролик проходит через отверстие *11* и нажимает на шток *12*. Упор *15* прижимается к кулачку *16*, создает момент относительно оси $z-z$ наружной рамки *17*. Гироскоп *20* при этом прецессирует вокруг оси $y-y$ внутренней рамки *19*. Рамка *17* поворачивается до совпадения упора *15* с прорезью кулачка *16*, при котором происходит их взаимная фиксация.

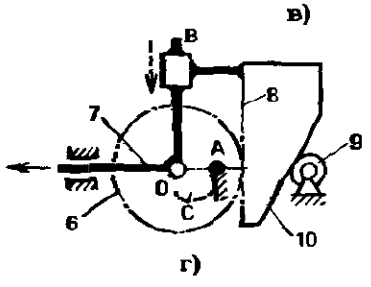
Кулачок *14* при этом нажимает на толкатель *22* и притормаживает кула-

чок *21* до совпадения толкателя *22* с прорезью кулачка *21*, при котором происходит их взаимная фиксация. В этот момент оси $z-z$ и $y-y$ занимают исходное положение, а палец *5* попадает в продольный паз *8*, и шток *2* под действием пружин *6* и *13* возвращается в начальное положение. Упор *15* и толкатель *22* при этом выходят из прорезей кулачков *16* и *21*. Устр. приведено в рабочее положение.

АРХИМЕДОВА СПИРАЛЬ – траектория т., *движущейся по прямой со* скоростью, изменяющейся пропорционально скорости вращения этой прямой вокруг одной из ее точек. В частном случае А. – это траектория точки, равномерно движущейся по прямой, совершающей равномерное вращательное движение вокруг одной из своих точек. Построить А. (сх. *а*) можно, прибавляя на лучах, расположенных через равные углы, одинаковые отрезки Δ.







А. может быть представлена как частный случай удлиненной эвольвенты окружности. Для воспроизведения А. линейку *BD* перекатывают без скольжения по окружности радиусом r_b. Т. *A*, жестко связанная с линейкой и расположенная от нее на расстоянии $AB = r_b$, описывает Архимедову спираль *C*. Сумма углов ψ и φ, где ψ – угол поворота линейки *BD*, φ – положение радиус-вектора *AO*, остается постоянной и равной 90°. Увеличение ψ ведет к уменьшению φ на ту же величину. *A* так как $BD = AO$ (на сх. *б* показан частный случай, когда *A* лежит на окружности), причем $BD = r_b\psi$, то величина *AO* при *равномерном* повороте *AO* равномерно возрастает.

А. используют при профилировании кулачков, по А. получается профиль витка в торцовом сечении одного из видов червяка червячной передачи. *М.* для воспроизведения А. строят на основе сх. *б*, *в* и *г*.

На сх. *в* ролик *3* с острой кромкой установлен в шарнире м., соединяющем звенья *2* и *4*. Звено *2* посредством поступательной пары взаимодействует с шатуном *1*, а тот, в свою очередь, шарнирно соединен с кулисой *5*. Звено *4* может перемещаться относительно кулисы *5* поступательно. При *повороте* кулисы *5* ролик *3*, врезаясь в плоскость бумаги, катится в направлении, перпендикулярном звену *2* (ролик не может смещаться поперек острой кромки). При равномерном повороте кулисы звено *4* будет равномерно перемещаться относительно кулисы и соответственно будет увеличиваться расстояние *OM*. Т. *M* движется по траектории *C*, соответствующей А.

На сх. *г* неподвижная т. *A* описывает Архимедову спираль на плоскости, жестко связанной с зубчатым колесом *6*. Ось колеса *O* расположена в ползуне *7*. Ползун соединен поступательной парой *B* с рейкой *8*, которая зацепляется с колесом *6*. Рейка жестко соединена с кулачком *10*, взаимодействующим с роликом *9*, *имеющим неподвижную ось вращения*. При движении кулачка *10* вниз он сообщает движение всем подвижным

звеньям, в том числе и колесу *6*, влево, а рейка *8* вращает колесо. Благодаря прямолинейному профилю кулачка обеспечивается постоянство соотношения скорости перемещения и скорости вращения подвижной системы координат – колеса *6* и тем самым выполняется условие движения т. *A* относительно этой системы для получения Архимедовой спирали.

АССУРА ГРУППА – см. *Структурная группа.*

АССУРА МЕТОД ОСОБЫХ ТОЧЕК – метод кинематического исследования м., предложенный русским ученым Л. В. Ассуром (1878 – 1920) и основанный на определении скоростей и ускорений точек пересечения звеньев, присоединенных к общему звену.

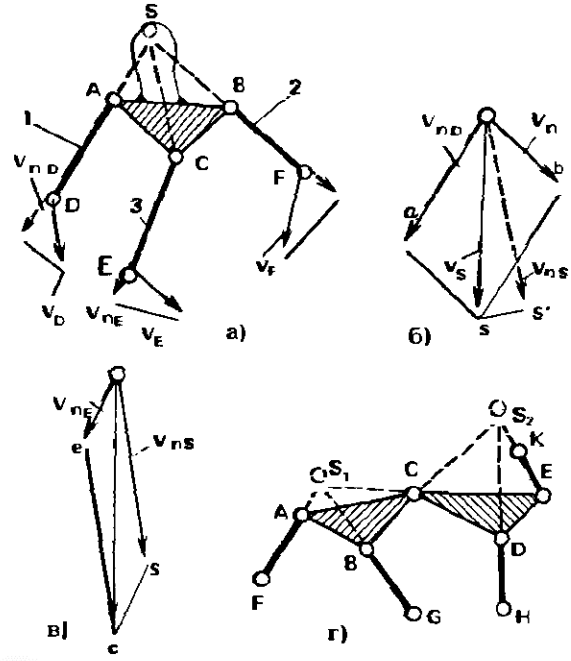
А. используют, в частности, для кинематического исследования структурных групп III класса третьего порядка (сх. *а*). Если известны скорости т. *D*, *E*, *F*, а требуется определить скорости т. *A*, *B*, *C*, то сначала получают т. *S* на пересечении звеньев *1* и *2* и считают ее принадлежащей звену *ABC*. Ее скорость равна геометрической сумме составляющих скоростей $\bar{v}_D$ и $\bar{v}_F$, направленных соответственно вдоль линий *DS* и *BF* (сх. *б*): $\bar{v}_S = \bar{v}_{nD} + \bar{v}_{nF}$.

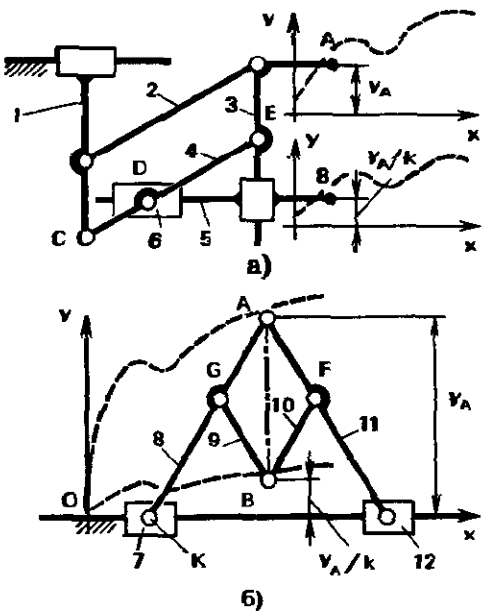
Составляющие же скоростей, перпендикулярные линиям *DS* и *BF*, характеризуют лишь поворот звеньев *1* и *2*. Определив проекцию скорости $\bar{v}_S$ на прямую *SC* (см. $\bar{v}_{nS}$), суммируют ее с известной составляющей $\bar{v}_{nE}$ скорости т. *E* (сх. *в*) и получают скорость т. *C*: $\bar{v}_C = \bar{v}_{nE} + \bar{v}_{nS}$.

По известным скоростям двух т. *C* и *S* можно определить скорости т. *A* и *B*. Аналогично анализируется структурная группа III класса четвертого порядка (сх. *г*), в которой заданы скорости т. *F*, *G*, *H*, *K*. Здесь определяют скорости т. S_1 и S_2, считая их принадлежащими соответственно звеньям *ABC* и *CDE*. Затем определяют проекции этих скоростей соответственно на линии S_1C и S_2C. Геометрическая сумма проекций равна скорости т. *C*. Далее определяют скорости аналогично примеру на сх. *а*.

АФФИНОГРАФ – устр., воспроизводящее кривые в измененном по одной координате масштабе.

На сх. *а* ползун *1* установлен с возможностью перемещения параллельно оси *x*. С ним шарнирно соединены звенья *2* и *4* одинаковой длины, к которым шарнирно присоединено звено *3*. Звенья *1*, *2*, *3* и *4* образуют параллелограмм. Такая установка звена *3* позволяет ему двигаться поступательно. Звено *3* соединено со звеном *4* посредством двух поступательных и одной вращательной пар, звеньев *5* и *6*. Звенья *4*, *5* и *3* образуют прямоугольный треугольник с поступательно движущимися звеньями *3* и *5*. Звено *3* пере-





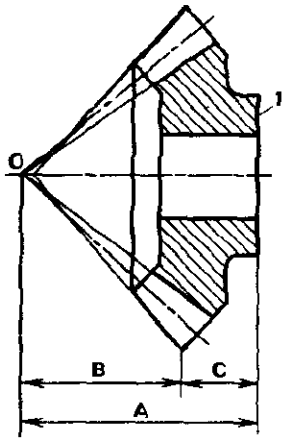
мещают так, что т. *A* обводит кривую, а т. *B*, связанная со звеном *5*, воспроизводит заданную кривую с измененной координатой y_A/k, где $k = CE/CD$. Эта зависимость вытекает из связи перемещений вдоль оси *y* т. *E* и *B*, которые пропорциональны соответственно длинам *CE* и *CD*. Перемещения этих т. копируются соответственно т. *A* и *D*, так как звенья *3* и *5* перемещаются поступательно.

На сх. *б* ползуны *7* и *12* установлены так, что возможно перемещение вдоль оси *x*. С ними шарнирно связаны звенья *8* и *11*, соединенные также шарнирно между собой. Звенья *8* и *11* вместе с осью *x* образуют равнобедренный треугольник с подвижной вершиной *A*. Со звеньями *8* и *11* шарнирно соединены звенья *9* и *10*. Из них образован ромб *AGBF*.

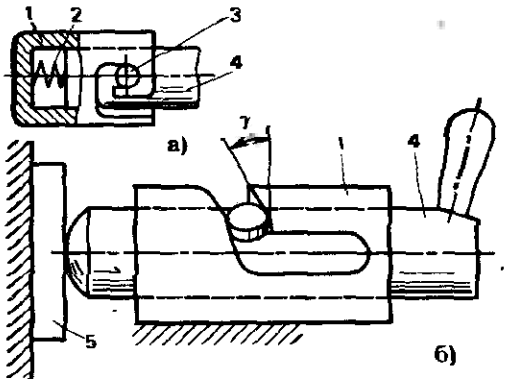
Т. *A* обводят кривую, а т. *B* воспроизводят заданную кривую с измененной координатой y_A/k, где $k = \frac{AK}{AK - 2AG}$. Эта зависимость вытекает из условия деления параллельными прямыми линий *AK* и *AB*. Если т. *G* делит отрезок *AK* пополам, то т. *B* лежит на оси *x* (см. *Проектирования т. на прямую м.*).

Б

БАЗОВАЯ ПЛОСКОСТЬ КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – плоскость *1*, перпендикулярная оси конического зубчатого колеса и используемая в качестве базовой при его обработке, монтаже и контроле. Расстояние *A* от вершины *O* делительного конуса до базовой плоскости называют базовым расстоянием конического зубчатого колеса. Расстояние от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев обозначают *C*. Расстояние от вершины *O* до плоскости внешней окружности вершин зубьев обозначают *B*.



БАЙОНЕТ (франц. baionnette – штык) – соединение охватываемой детали с выступом, входящим в паз охватывающей детали. Оно осуществляется путем осевого перемещения и относительного поворота соединяемых деталей.

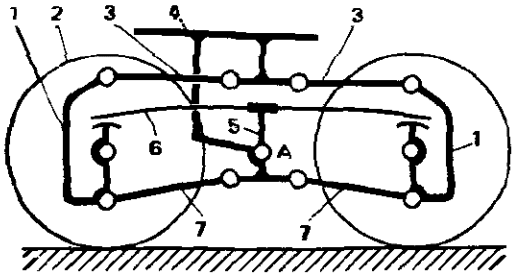


В сх. *а* Б. использован в качестве замка, соединяющего детали *1* и *4*. Деталь *1* имеет паз, взаимодействующий с выступом *3* детали *4*. После сборки детали разжимаются пружиной *2*, и поэтому выступ стопорится в пазу.

В сх. *б* Б. использован в качестве зажима. Заготовка *5* прижимается к стойке деталью *4*, перемещаемой в неподвижной охватываемой детали *1*. Паз имеет осевой и винтовой участки. Последний обеспечивает зажим деталей с большим осевым усилием $F_x = \frac{F_t}{tg(\gamma + \rho)}$, где F_t – окружное усилие, приведенное к выступу; γ – угол винтовой линии; ρ – угол трения. Для исключения самопроизвольного отжатия выполняют условие самоторможения $\gamma < \rho$.

БАЛАНСИР (франц. balancier – качать, уравновешивать) – двуплечий (редко одноплечий) рычаг для передачи усилий в машинах, совершающий качательные движения около оси его опоры.

БАЛАНСИРНАЯ ПОДВЕСКА (автотракт.) – устр., связывающее два моста автомобиля с рамой и обеспечивающее их зависимое качание относительно рамы.



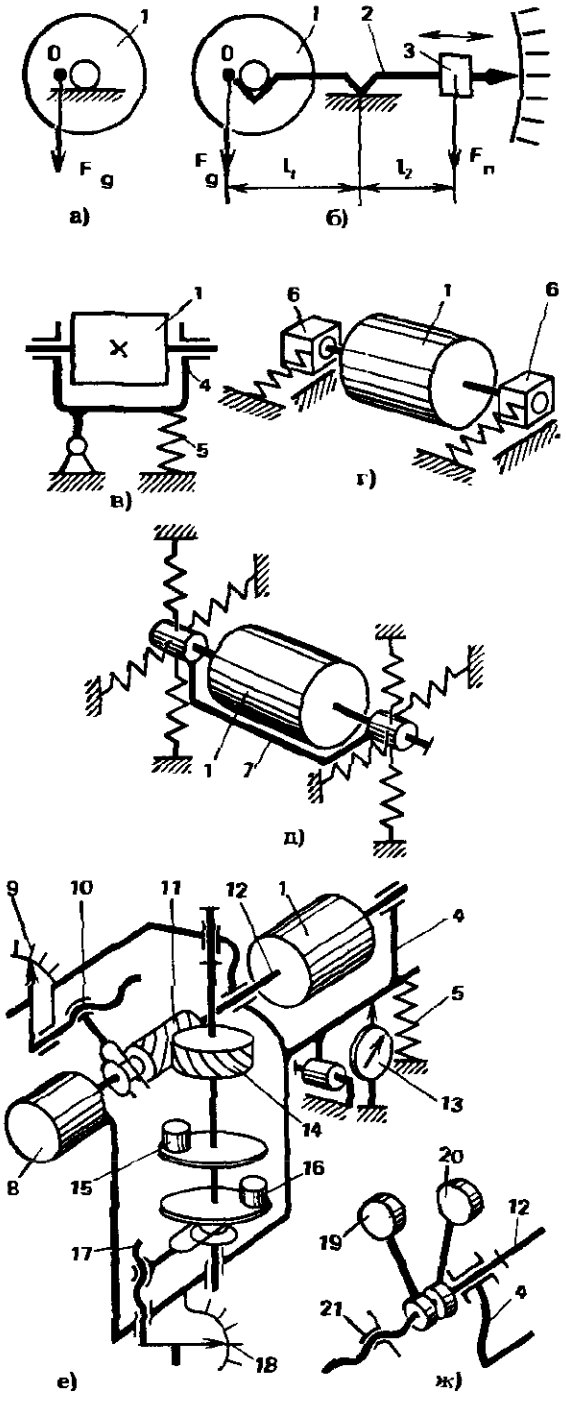
Б. исполняется в виде двух симметрично расположенных м. по разные стороны машины. На мостах *1* установлены колеса *2*. Каждый мост *1* с помощью коромысел *3* и *7* шарнирно соединен с рамой *4*. Рессора *6* опирается своими концами на мосты *1*, а в средней части прикреплена к ступице *5*, шарнирно установленной на раме *4*. Коромысла *3* и *7* при качании обеспечивают мостам возможность перемещаться вертикально относительно рамы. Вертикальные составляющие нагрузки в основном воспринимаются рессорой *6*, а горизонтальные составляющие и реактивный момент ведущих мостов – полностью коромыслами. Качание рессоры относительно т. *A* обеспечивает равенство вертикальных составляющих нагрузки.

БАЛАНСИРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – см. *Испытательный замкнутый стенд.*

БАЛАНСИРОВКА РОТОРА (ндп. Уравновешивание ротора) – определение значений и углов дисбалансов ротора и уменьшение их корректировкой масс (см. *Дисбаланс*). Операции определения и уменьшения дисбалансов могут выполняться одновременно или последовательно. В зависимости от характера уменьшаемой неуравновешенности ротора различают статическую, моментную и динамическую Б. Б. осуществляют на специальных балансировочных станках.

БАЛАНСИРОВОЧНЫЙ СТАНОК – устр., определяющее дисбалансы ротора для уменьшения их корректировкой масс. Устр., определяющие только главный вектор дисбалансов, называют станками для статической балансировки. В таких станках используют, в частности, силу тяжести ротора. Ротор *1* (сх. *а*) в опорах с малым моментом сил трения устанавливают произвольно. Под действием силы тяжести $\bar{F}_g$ он поворачивается так, что центр массы располагается на вертикальной линии, проходящей через ось вращения. Корректирующую массу добавляют (вверху) или удаляют (внизу) на этой линии.

В сх. *б* неуравновешенный ротор *1* последовательно поворачивают на рыча-



ге *2* и, перемещая груз *3*, обладающий весом $\bar{F}_п$, определяют плечо центра масс ротора *O*: $l_1 = F_п l_2 / F_g$. Экстремальные значения l_1 соответствуют расположению *O* на горизонтальной линии, проходящей через ось ротора.

Устр., определяющие дисбалансы на вращаемом роторе, называют станками для динамической балансировки. Принцип действия таких станков заключается в измерении (и, возможно, компенсации) либо опорных реакций вращающегося ротора, либо амплитуды и направлений колебаний его оси. Для этой цели ротор устанавливают на подвижную часть станка. Подвижная часть станка, характеризуемая так называемой паразитной массой, устанавливается на опорах, обеспечивающих определенное число степеней свободы для оси ротора. На сх. *в*, *д* даны Б. с подвижной рамой *4* (сх. *в*) и подвижной рамой *7* (сх. *д*). Рама подвешена на пружине *5*. На сх. *г* дан Б. с подвижными опорами *6* самого ротора. Сх. *в* характеризуется одной степенью свободы оси ротора, сх. *г* – тремя, а сх. *д* – шестью степенями свободы.

В зависимости от соотношения масс и жесткостей системы станок может быть дорезонансным, резонансным и зарезонансным. В первом частота вращения ротора при балансировке ниже наименьшей собственной частоты колебаний системы, состоящей из ротора и паразитной массы, во втором – частота вращения ротора при балансировке равна собственной частоте колебаний системы, в третьем – частота вращения ротора при балансировке выше наибольшей собственной частоты системы.

Дисбаланс измеряют с помощью специальных приборов, принцип действия которых основан, например, на электромагнитной, механической или иной другой компенсации колебаний. В частности, колебания рамы *4* (сх. *е*) устраняют, перемещая диск с грузом *16* с помощью винтовой пары *17*. Грузы *15* и *16* приводятся во вращение от двигателя *8* через червяк *11* и червячное колесо *14*. Передаточное отношение этой пары равно единице. От двигателя *8* через вал *12* приводится во вращение также ротор *1*. Поскольку грузы находятся в противофазе и вращаются с частотой вращения такой же, как у ротора *1*, то они создают компенсирующий момент, фиксируемый по шкале *18*. Фаза момента регулируется перемещением червяка *11* с помощью винтовой пары *10*. По шкалам *18* и *9* определяют величину корректирующей массы и ее положение. О колебаниях рамы судят с помощью прибора *13*. Такое устр. используют в резонансных станках.

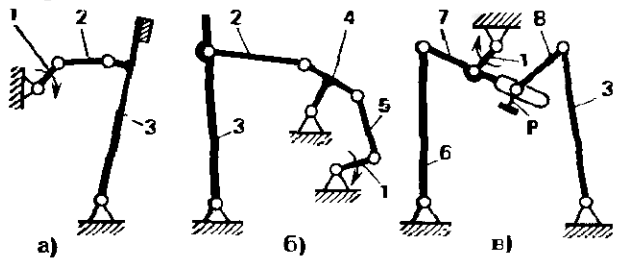
Более простое устр. – балансировочная головка на сх. *ж* с самоустанавливающимися грузами *19* и *20*. Грузы свободно установлены на валу ротора. При разгоне они зафиксированы гайкой *21*. В зарезонансном режиме гайку отворачивают. Так как векторы силы и перемещения находятся в противофазе, то происходит уравновешивание с помощью грузов *19* и *20*. Затем грузы снова фиксируют гайкой, останавливают станок и по их положению судят о величине и расположении корректирующей массы.

БАТАННЫЙ М. (текст.) – устр. для качания батана, служащего для прибоя уточины к опушке ткани и направления челнока или прокладчика, вводящего уток в ткань.

Ведомое звено – батан *3* – совершает колебательное движение, приводится посредством шарнирно-рычажного м. С батаном соединен вал, поворачивающий боевой м.

На сх. *а* батан *3*; шатун *2*, ведущий кривошип *1* вместе со стойкой образуют кривошипно-коромысловый м.

На сх. *б* последовательно соединены два кривошипно-коромысловых м.: первый содержит звенья *1*, *5* и *4*, второй – *4*, *2* и *3*.

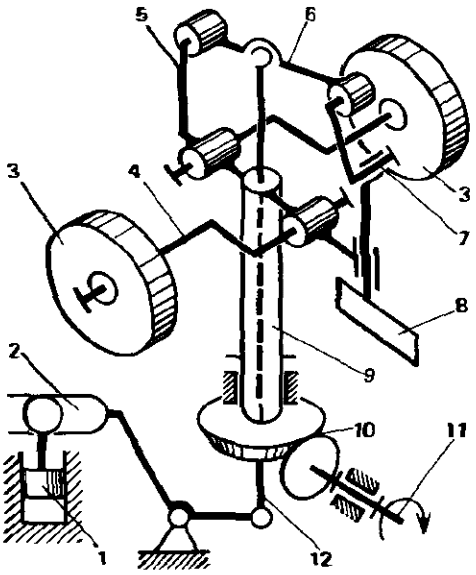


На сх. *в* звенья *1*, *7*, *6* и стойка образуют кривошипно-коромысловый м. К шатуну *7* этого м. присоединена структурная группа, содержащая звенья *8* и *3*. Ведомое звено – батан *3*. Положение шарнира *P* – регулируемое, благодаря чему изменяется крайнее положение батана и в какой-то мере его угол качания.

Размеры и положения звеньев выбирают таким образом, что в конце хода батан плавно замедляет движение и некоторое время остается почти неподвижным.

БЕГУНОК – см. *Вибровозбудитель.*

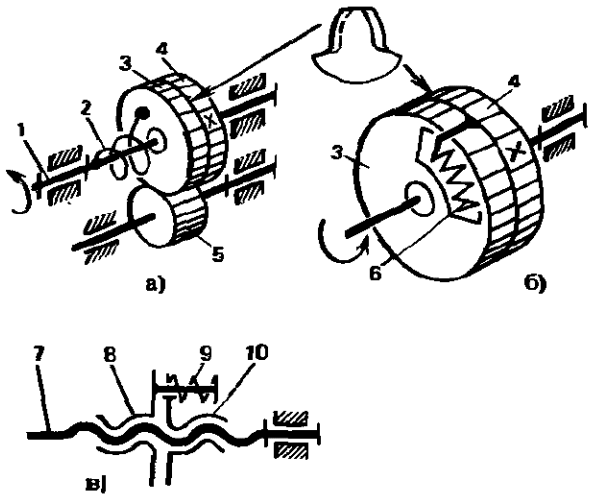
БЕГУНЫ ДЛЯ ОБМЯТИЯ ЦЕМЕНТА (строит.) – устр. для сообщения планетарного движения бегунам и разгрузки цемента.



Бегуны *3* установлены на эксцентриковых осях *4*, шарнирно соединенных с валом *9*, который выполнен в виде трубы. Вал *9* приводится от ведущего вала *11* через коническую передачу *10*. Бегуны при движении по слою цемента самоустанавливаются в зависимости от высоты слоя. Для выгрузки цемента служит скребок *8*. Он поднимается или опускается с помощью ползуна *1*. Движение от ползуна передается через рычаг *2*, тягу *12*, рычаг *6* и шатун *7*. Рычаг *6* шарнирно соединен с кронштейном *5*.

БЕЗЗАЗОРНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление без бокового зазора.

БЕЗЗАЗОРНЫЙ М. – м., в котором исключен «мертвый ход» – свободное перемещение в некоторых пределах



входного звена при неподвижном выходном.

Причина «мертвого хода» – зазоры в кинематических парах, причем играют роль лишь зазоры по линии действия силы при изменении направления силы на противоположное.

Отсутствие «мертвого хода» приводит к уменьшению динамических нагрузок, повышению точности движения звеньев. Достигается это обычно упругим замыканием звеньев, т. е. соединением звеньев с предварительным упругим нагружением.

В сх. *а* зубчатое колесо *4* жестко установлено на валу *1*, а такое же колесо *3* свободно установлено на валу и соединено с ним упругой связью *2*. Оба колеса зацепляются с шестерней *5*, но зацепляются они противоположными боковыми поверхностями зубьев.

В сх. *б* упругая связь введена непосредственно между колесами в окружном направлении и выполнена в виде пружины сжатия *6*.

В сх. *в* – беззазорный винтовой м. Гайка состоит из двух частей *8* и *10*, установленных на винте *7*. Выбрать зазоры можно либо сдвинув, либо раздвинув эти части, либо провернув их относительно друг друга до контакта противоположными сторонами витков с витками винта. Чтобы обеспечить постоянный прижим поверхностей между этими частями, установлена упругая связь *9*.

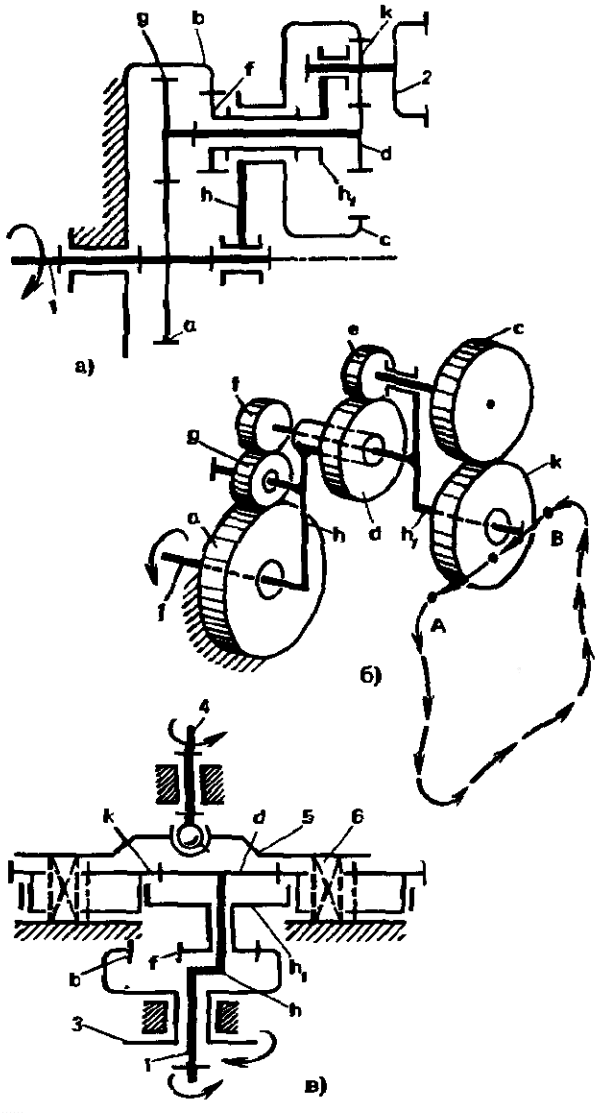
БЕЗРАЗЛИЧНОЕ РАВНОВЕСИЕ – см. *Равновесие механической системы.*

БЕННЕТА М. – см. *Четырехзвенный пространственный м.*

БИПЛАНЕТАРНЫЙ ЗУБЧАТЫЙ М. – зубчатый м., содержащий соединенные между собой планетарные м., основная ось хотя бы одного из которых подвижна.

В сх. *а* входной вал *1* связан с исполнительным устр. *2* проходческого комбайна посредством Б. Между венцами сателлита *g* и *f* планетарной передачи с двухвенцовым сателлитом установлена еще одна планетарная передача. Ее центральные колеса *d* и *c* связаны соответственно с венцом сателлита *g* и водилом *h*, а водило h_1 соединено с венцом сателлита *f*.

Со стойкой связано центральное колесо *b*, входное звено соединено с центральным колесом *a*, выходным звеном является сателлит *k*.



Кинематический анализ Б. проводят, используя метод обращения движения. Для данного м. угловую скорость водила *h* можно получить из уравнения

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = -\frac{z_g}{z_a}\frac{z_b}{z_f} i^{(c)}_{dh_1},$$

где ω_a, ω_h, ω_b – угловые скорости соответственно звеньев *a*, *h*, *b*, причем $\omega_b = 0$; z_a, z_g, z_b, z_f – числа зубьев соответственно колес *a*, *g*, *b*, *f*; $i^{(c)}_{dh_1}$ – передаточное отношение планетарной передачи, связывающей венцы сателлита *g* и *f* при остановленном звене *c*: $i^{(c)}_{dh_1} = 1 + \frac{z_c}{z_d}$, где z_c и z_d – числа зубьев соответственно колес *c* и *d*.

Таким образом,

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = -\frac{z_g}{z_a}\frac{z_b}{z_f}\left(1 + \frac{z_c}{z_d}\right),$$

откуда

$$\omega_h = \frac{\omega_a}{1 + \frac{z_g}{z_a}\frac{z_b}{z_f}\left(1 + \frac{z_c}{z_d}\right)}.$$

Аналогично определяют скорости других звеньев.

Б. применяют крайне редко и в основном только в тех случаях, когда требуется получить сложную траекторию точек сателлита или определенное сочетание относительных движений.

Б. по сх. *б* используют в приводе деревообрабатывающего станка. При определенных параметрах сателлит *k* движется приближенно прямолинейно на участке *AB*, т. е. выполняет роль приближенного прямолинейно-направляющего м. Угловая скорость сателлита при этом равна нулю, т. е. он совершает поступательное движение. Здесь входное звено – водило *h*. Установленный на нем сателлит *g* обкатывается по центральному колесу *a*. С сателлитом *g* зацепляется сателлит *f*. Между сателлитом *f* и водилом *h* установлена планетарная передача, имеющая основную ось, совпадающую с осью сателлита *f*. Эта планетарная передача имеет водило h_1 с сателлитами *k*, *c* и *e*. Причем сателлит *e*

обкатывается по колесу *d*, прикрепленному к водилу *h*.

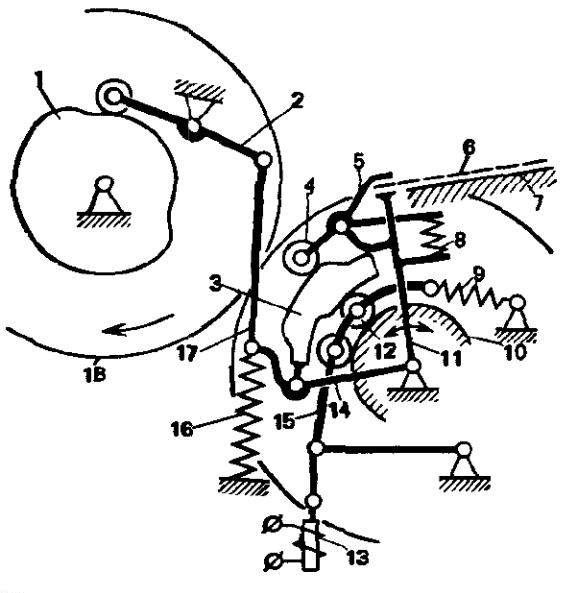
Б. по сх. *в* использован в притирочном станке. Изделия *6* установлены в гнездах сателлитов *k* между неподвижным и подвижным *5* притирами. Притиру *5* сообщают движение вращением вала *4*.

В планетарной передаче, содержащей центральное колесо *b*, зацепляющийся с ним сателлит *f* и водило *h*, водило *h* и сателлит *f* связывает планетарная передача, содержащая колесо *d*, по которому обкатываются сателлиты *k*, установленные в водиле h_1.

При работе станка приводят во вращение входные звенья *1* и *3*, соединенные соответственно с водилом *h* и колесом *b*, Б. позволяет благодаря сложному относительному движению изделий и притиров обеспечивать равномерную обработку поверхностей изделий.

БЛОКИРОВКИ ЗАХВАТНОГО УСТР. М. (полиграф.) – устр. для отключения привода захвата листовой печатной машины при перекосах или дефектах листа.

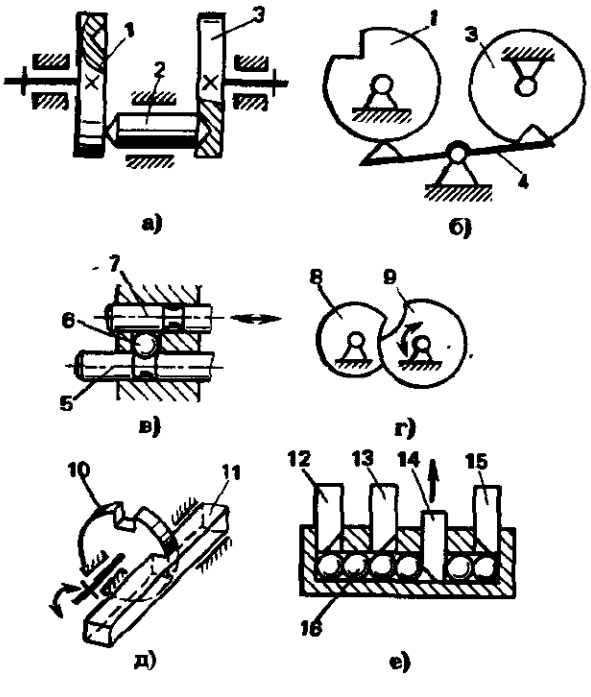
Коромысло *11* совершает качательное движение и перемещает захватное устр. *5*. Захватное устр. под действием пружины *8* раскрыто. В крайнем правом положении коромысла кулачок *3* поворачивается и воздействует верхним выступом на ролик *4*. При этом захватное устр. замыкается, захватывает лист *6* на накладном столе *7* и перемещает его к накладному барабану *18*. Кулачок *3* опирается через ролик *12* на неподвижное звено *10* и совершает качательные движения под действием коромысла *14*, приводимого в движение через тягу *17* и рычаг *2* от кулачка *1*. Силовое замыкание данного м. осуществляется пружиной *16*. При перекосе или дефекте листа на столе включается магнит *13*, который через тягу *15* воздействует на ролик *12* и выводит его из-под нижнего выступа кулачка *3*. Захватное устр. при этом, несмотря на продолжающиеся качательные движения коромысла *11* и кулачка *3*, остается открытым до тех пор, пока не будет отключен магнит *13*, и ролик *12* не вернется под действием пружины *9* в прежнее положение.



БЛОКИРОВОЧНЫЙ М. – устр., исключающее движение одного или нескольких звеньев при движении другого или других звеньев. Применяют Б. в случае, когда, например, одновременное включение элементов может привести к поломке м. и т. п.

Штифт *2* (сх. *а*) может входить в углубление только шкива *3* или только шкива *1*. При этом, если звено *1* вращается, то звено *3* застопорено, а звено *1* не позволяет выйти штифту *2* из углубления звена *3*, и наоборот – при вращении звена *3* стопорится звено *1*.

В сх. *6* два цилиндра *1* и *3* имеют углубления, с которыми поочередно взаимодействует рычаг *4*. При вращении



звена *1* исключается вращение звена *3*, и наоборот.

В сх. *в* шарик *6* контактирует с цилиндрической поверхностью одной из тяг и с поверхностью канавки на другой тяге *5*. При этом он удерживает тягу *5* от осевого перемещения и допускает свободное осевое перемещение для тяги *7*.

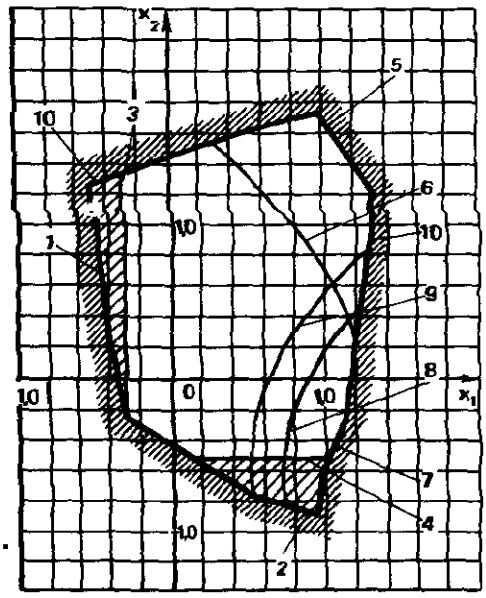
В сх. *г* два круглых диска *8* и *9* имеют вырезы с радиусом кривизны, равным радиусу сопряженного диска. При положении дисков на сх. *г* свободно вращается диск *9*, а диск *8* не может вращаться.

В сх. *д* диск *10* и ползун *11* имеют прорези, соответствующие профилю сопряженной детали. При положении диска, показанном на сх., ползун не может двигаться, а диск может вращаться. Если совместить прорезь диска с профилем ползуна, то при движении ползуна стопорится диск.

В сх. *е* ползуны *12*, *13*, *14* и *15* контактируют с шариками *16*, заложенными в замкнутом пазу. Можно опустить вниз только один ползун, например, *14*. Опустить вниз другой ползун можно, только подняв ползун *14*.

БЛОКИРУЮЩИЙ КОНТУР – совокупность линий в системе координат x_1 и x_2, ограничивающих область допустимых значений коэффициентов смещения исходного контура x_1 и x_2 для передачи с числами зубьев зубчатых колес z_1 и z_2.

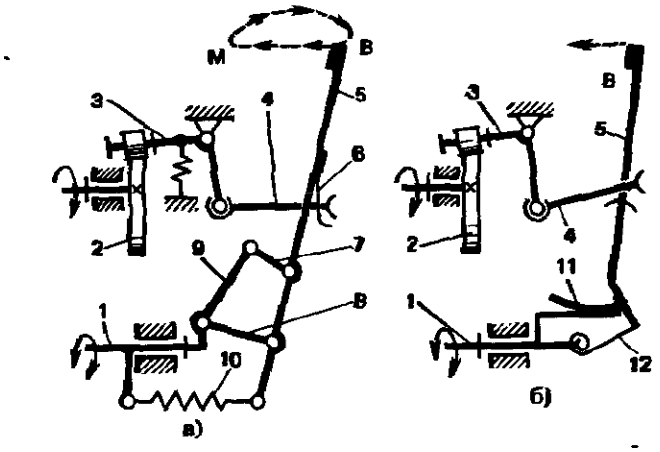
На сх. частой штриховкой отмечена зона недопустимых значений коэффициентов x_1 и x_2. Редкой штриховкой (см. границы *3* и *4*) показаны зоны нерекомендуемых значений. Границы и линии означают: *1* – граница подрезания зуба шестерни, не вызывающего уменьшения коэффициента перекрытия (верхняя точка активного профиля зуба колеса лежит на окружности вершин); *2* – граница подрезания зуба колеса, не вызывающего уменьшения коэффициента перекрытия (верхняя точка активного профиля зуба шестерни лежит на окружности вершин); *3* – линия x_{min} шестерни;



4 – линия x_{min} колеса; *5* – линия $\varepsilon = \varepsilon_\alpha = 1{,}0$; *6* – линия $\varepsilon = \varepsilon_\alpha = 1{,}2$; *7* – линия $s_{a1} = 0$; *8* – линия $s_{a1} = 0{,}25m$; *9* – линия $s_{a1} = 0{,}40m$; *10* – линия интерференции зубьев, где x_{min} – наименьшее значение коэффициента смещения, при котором отсутствует подрезание зуба; ε и ε_α – соответственно коэффициенты перекрытия и торцового перекрытия; s_{a1} – толщина зуба по окружности вершин шестерни; m – модуль. Рациональные значения x_1 и x_2 выбирают внутри Б. в зависимости от требуемых показателей и уточняют расчетом.

БОЕВОЙ М. (текст.) – устр., сообщающее движение прокладчику или челноку, вводящему уток в ткань.

Гонок, обозначенный т. *В*, движется к т. *М* по траектории, близкой к прямой, разгоняется и сообщает движение челноку. Для придания такого движения используют приближенные прямила в виде четырехзвенного двухкоромыслового м. (сх. *а*, звенья *8*, *5*, *7*, *9*) или в виде м. с перекатывающимся рычагом *11* (сх. *б*). Привод Б. осуществляется от



кулачка *2* через коромысло *3*, тягу *4* и пластинчатую пружину *6*. Силовое замыкание м. осуществляется посредством пружины *10*. Кроме движения в плоскости сх. прямило поворачивается вместе с валом батанного м. *1* в плоскости, перпендикулярной плоскости сх. *а* и *б*.

В сх. *б* профиль рычага *11* обеспечивает движение т. *B* по прямой линии. Силовое замыкание осуществляется пружиной *12*.

БОКОВАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ЗУБА – см. *Зуб*.

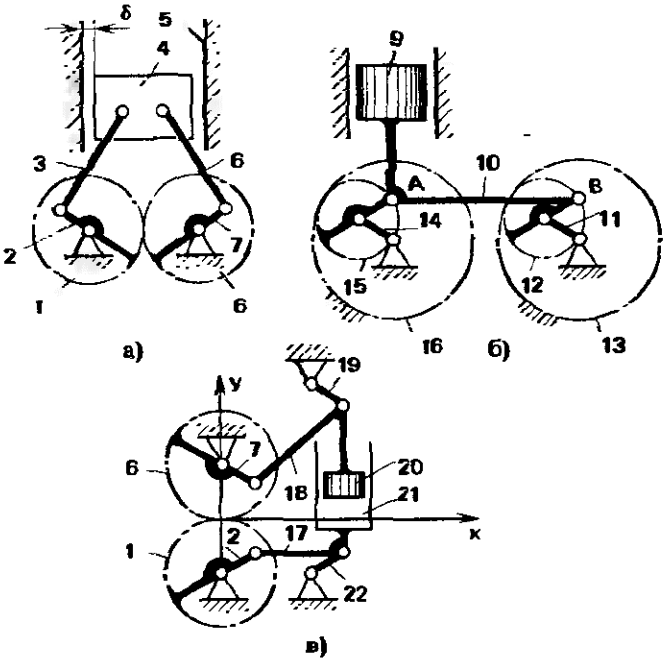
БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ ИСКЛЮЧЕНИЕ – конструктивный прием, обеспечивающий наличие гарантированного зазора при перемещении поршня относительно цилиндра в м. гидромашин, двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и т. п.

Б. осуществляют двумя путями: использованием поступательно-направляющих м. (сх. *а*, *б*) и параллельным соединением м. с поступательно движущимися звеньями (сх. *в*).

На сх. *а* звено *4* движется поступательно благодаря его симметричной связи с кривошипами *2* и *7* посредством шатунов *3* и *6*. Кривошипы *2* и *7* связаны между собой зубчатой парой *1*–*8*. Если стенки *5* расположить вплотную к поверхности звена *4*, то м. будет характеризоваться избыточными связями. Между звеном *4* и стенками *5* предусматривают зазор δ, больший, чем возможные отклонения траектории точек звена *4* из-за возможных погрешностей изготовления, зазоров в кинематических парах и деформаций звеньев.

В зазоре устанавливают упругое уплотнение.

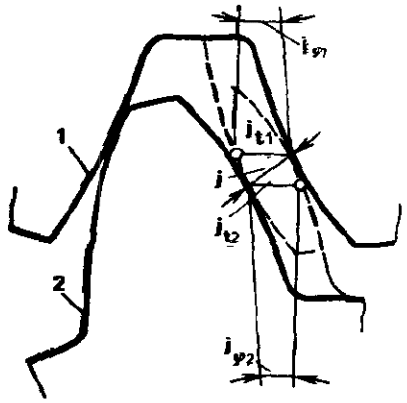
В сх. *б* для получения поступательного движения использованы два прямолинейно-направляющих м. в виде планетарных зубчатых передач. Каждая из передач имеет пару зубчатых колес внутреннего зацепления. Колеса *15* и *13* неподвижны, сателлиты *16* и *12* имеют диаметр, в 2 раза меньший диаметра сопряженных колес. Каждый из сателлитов установлен на водиле. Водила *14* и *11* установлены в одинаковом начальном положении. Сателлиты шарнирно в т. *A*



и *B* связаны со звеном *10*. Точки *A* и *B* движутся прямолинейно, а звено *10* – поступательно. Со звеном *10* связан поршень *9*.

В сх. *в* два двухкривошипных м.–параллелограмма, содержащих звенья *7*, *18*, *19* и *2*, *17*, *22*, связаны между собой зубчатой парой *1*–*8*. Шатуны *18* и *17* движутся поступательно. Если задать одинаковые длины кривошипов *7*, *19*, *2* и *22* и их начальное положение параллельным оси *x*, то шатуны *17* и *18* будут иметь одинаковые перемещения вдоль оси *x*, т. е. может быть обеспечено их синхронное перемещение без соприкосновения. К шатуну *17* жестко присоединен цилиндр *21*, а к шатуну *18* – поршень *20*. Относительный ход звеньев *20*, *21* в 4 раза больше длины кривошипа.

БОКОВОЙ ЗАЗОР ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – расстояние *j* между боковыми поверхностями зубьев зубчатых колес передачи, определяющее свободный поворот одного из зубчатых колес при неподвижном парном зубчатом колесе. Угол этого поворота наз. угловым боковым зазором $j_{\varphi 1}$ для колеса *1* и $j_{\varphi 2}$ для колеса *2*, а длину дуги j_{t1} или j_{t2} концентрической окружности зубчатого колеса передачи, стягивающей ее угловой боковой зазор, наз. окружным



боковым зазором. В косозубых передачах измеряют нормальный боковой зазор j_n – боковой зазор по нормали к общим линиям контакта.

БОЛТ [от нижненем. bolt (e)] – крепежная деталь в виде стержня с головкой и резьбой, на которую навинчивают крепежную гайку.

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ – разъемное скрепление деталей машин при помощи болта и гайки.

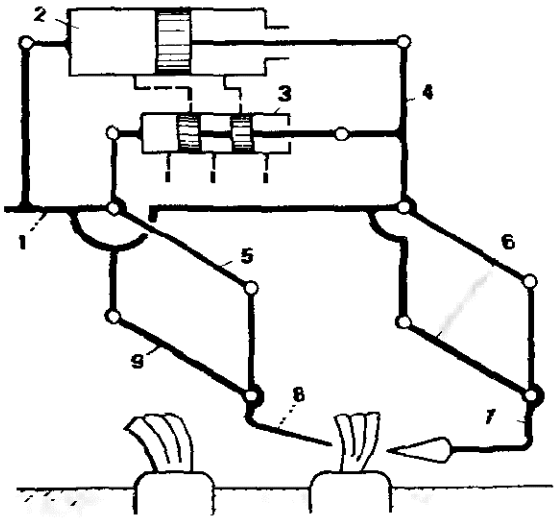
БОТВОСРЕЗАЮЩИЙ М. (с. х.) – устр. ориентации ножа для срезания ботвы растений.

Щуп *8*, подвешенный к раме машины *1* с помощью параллелограмма (звенья *8*, *9*, *5*, *1* на сх. *а* и звенья *8*, *9*, *11*, *1* на сх. *б*), ориентирует положение ножа *7* (сх. *а*) или *16* (сх. *б*).

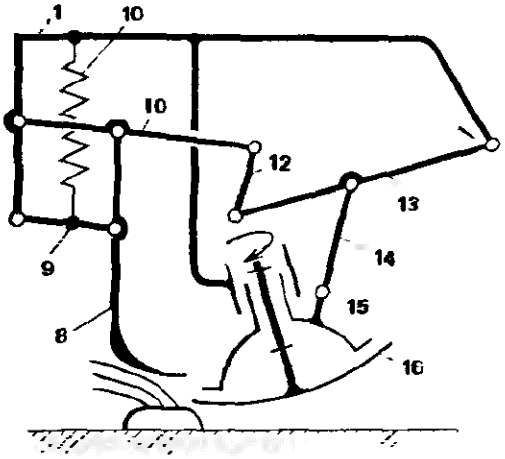
Управление положением ножа в сх. *а* осуществляется через гидрораспределитель *3* с обратной связью от ножа *7* (звенья *7*, *4*). В зависимости от положения гидрораспределителя *3* гидроцилиндр *2* приводит в действие рычаг *4* и соответственно нож *7*. Нож *7* подвешен к раме *1* с помощью параллелограмма (звенья *7*, *6*, *1*, *4*), что обеспечивает его поступательное перемещение.

В сх. *б* связь щупа с корпусом ножа *15* механическая и осуществляется через звенья *11*, *12*, *13* и *14*. Звенья *11*, *12*, *13*, *1* образуют двухкоромысловый м., а звенья *13*, *14*, *15*, *1* – коромыслово-ползунный м. с поступательной парой *15* – *1*. Нож *16* в виде вращающегося диска расположен в корпусе *15* и имеет самостоятельный привод. Вес всех подвижных звеньев системы воспринимается пружиной *10*.

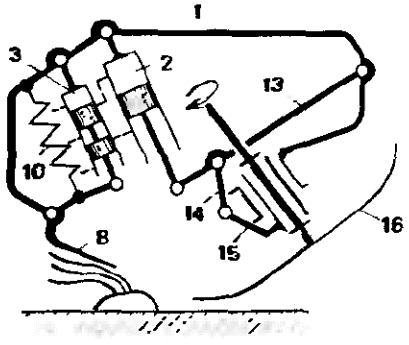
В сх. *в* нож *16* установлен относительно рамы *1* так же, как и в сх. *б*. Управление положением ножа осуществляется через гидрораспределитель *3*, приводимый в движение щупом *8*. Щуп *8* уравновешен пружиной *10*. В зависимости от положе-



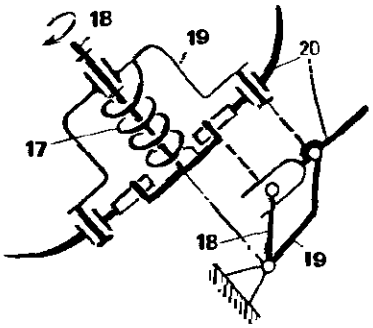
а)



б)



в)



г)

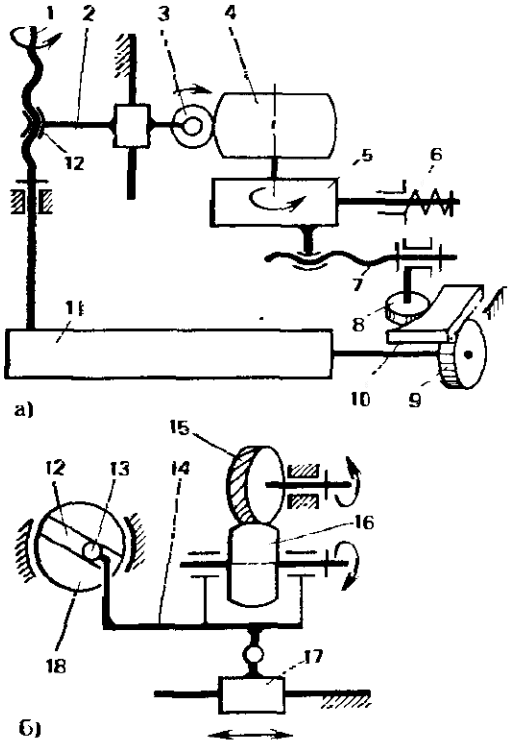
ния гидрораспределителя гидроцилиндр *2* поднимает, опускает или удерживает в определенном положении нож *16*. Звенья подвески ножа *13*, *14*, *15*, гидроцилиндр *2* относительно рамы *1* образуют шестизвенный рычажный м., состоящий из четырехзвенного кулисно-коромыслового м. и структурной группы II класса.

На сх. *г* дано одно из решений вращающегося ножа. Режущие элементы *20* соединены с ведущим звеном *18* двухподвижной парой и одноподвижной вращательной парой с водилом *19*. Водило *19* с ведущим звеном связано пружиной *17*. Звенья *18*, *19* и *20* образуют кулисный м. В зависимости от скорости вращения звена *18* и сопротивления резания режущие элементы *20* поворачиваются относительно звена *18*.

БОЧКООБРАЗНЫХ ЗУБЬЕВ ОБРАБОТКА – процесс образования поверхности бочкообразных зубьев.

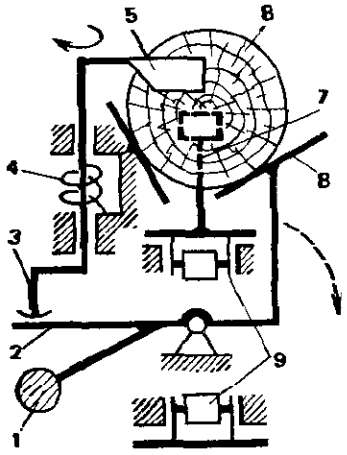
На сх. *а* дан м. зубофрезерования, а на сх. *б* – м. зубошевингования. Эти м. позволяют осуществлять обработку бочкообразных зубьев.

Заготовка *4* (сх. *а*) установлена на столе *5* и обрабатывается фрезой *3*. При перемещении фрезы *3* вдоль оси заготовки стол перемещается в направлении, перпендикулярном оси заготовки. Эта связь осуществляется через звено *2*, винтовую пару *12*, зубчатую передачу *11*, шестерню 9, рейку, выполненную за одно целое с копиром *10*, который взаимодействует с роликом *8*, винт *7* и стол *5*. Движение от вала *1* передается одновременно звену *2* и копиру *10*. Профиль копира соответствует закону радиального перемещения заготовки *4*. Регулирование начального положения стола осуществляется винтом *7*. Силовое замыкание м. осуществляется пружиной *6*.



В сх. *б* шевер *15* имеет неподвижную ось, а заготовку *16* перемещают в осевом направлении. Это движение сообщают ползуну *17*. Стол *14* при этом перемещении совершает качательное движение, так как ролик *13* движется вдоль наклонного паза *12* звена *18*. Наклон паза можно регулировать, поворачивая звено *18*. Совокупность указанных движений в обеих сх. позволяет получать зубья бочкообразной формы на заготовке *16*.

БРЕВНОПЕРЕГРУЗОЧНЫЙ М. – устр. для продольного перемещения и разгрузки бревен.



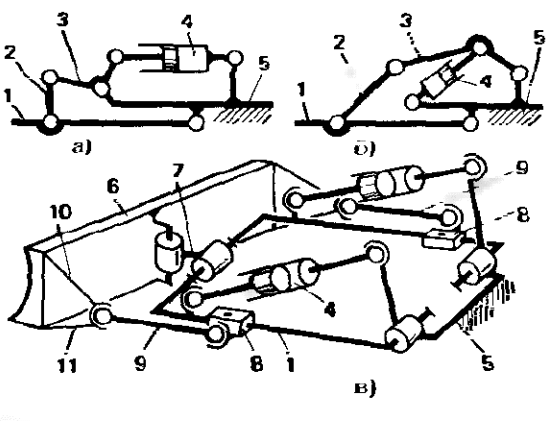
Бревно *6* продольно перемещается по лотку, образованному наклонными плоскостями. Бревно проталкивается по лотку упорами *7*, закрепленными на приводной замкнутой цепи *9*. В конце хода бревно упирается во флажок *5*. Преодолевая действие пружины *4*, флажок поворачивается вокруг вертикальной оси и поворачивает защелку *3*. Защелка *3* во время продольного перемещения бревна служит упором для рычага *2*, жестко связанного с наклон-

ной стенкой лотка *8*. При повороте защелка *3* освобождает рычаг *2*, стенка *8* под действием силы тяжести бревна *6* опускается, и бревно скатывается в загрузочную камеру. После этого противовес *1* возвращает стенку *8* в исходное положение. Рычаг *2* упирается в защелку *3*, которая перед этим повернулась в исходное положение под действием пружины *4*.

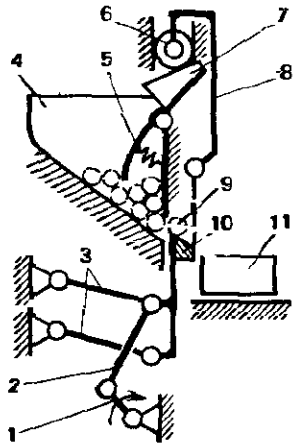
БУКСОВАНИЕ – относительное перемещение всех соприкасающихся точек взаимодействующих тел во фрикционных м., обусловленное недостаточным их прижатием друг к другу (превышением передаваемых сил по отношению к предельным силам трения в месте соприкосновения).

БУЛЬДОЗЕРА М. (землер.) – устр. для управления отвалом (ножом) бульдозера. Отвал *6* установлен на поворотной раме *1*, шарнирно соединенной с рамой *5* базовой машины (трактора).

Поднимается и опускается рама *1* посредством гидроцилиндров *4*. Шток гидроцилиндра соединен с рамой *1* с помощью рычага *3* и тяги *2* (сх. *а* и *б*) или непосредственно через сферический шарнир (сх. *в*). Варианты размещения гидроцилиндра даны на сх. *а* и *б*. Отвал к поворотной раме *1* присоединен посредством промежуточного звена *7* с двумя шарнирами, оси которых перекрещиваются, и двух тяг *9*. Положение отвала в горизонтальной плоскости регулируется за счет положения ползунов *8* на направляющих рамы *1*. Наклон отвала обеспечивают регулировкой длины тяг *10* и *11*.



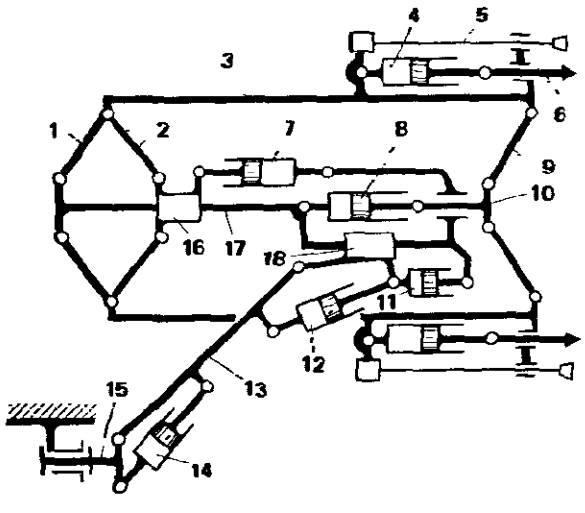
БУНКЕРНОЕ ЗАГРУЗОЧНОЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЕ (авт.) – устр. для поштучной выдачи заготовок из бункера, осуществляемой при возвратно-поступательном перемещении подающего ножа и качательном движении ворошителя заготовок.



Заготовки *9* выдаются поштучно из бункера *4* на конвейер *11* с помощью движущегося ножа *10*. Привод ножа осуществляется от кривошипа *1* через шатун *2*. Нож подвешен к стойке на двух параллельных коромыслах *3*, благодаря чему обеспечивается его поступательное перемещение. Движение от ножа через шатун *8* и ролик *6* передается кулачку *7* ворошителя *5*. Ворошитель при этом совершает качательные движения.

БУРИЛЬНОЙ МАШИНЫ МАНИПУЛЯТОР – устр. для подведения к месту бурения, направления и подачи бурильных м.

Поворотная часть *15* шарнирно установлена на раме. На поворотной части установлена стрела *13*. Наклон стрелы осуществляется гидроцилиндром *14*. К стреле шарнирно присоединена направ-



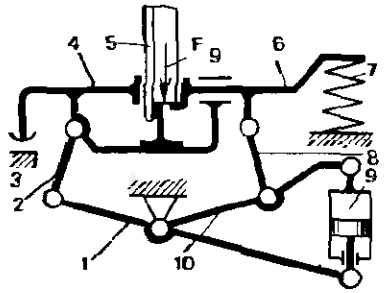
ляющая *18*. Она может поворачиваться при помощи гидроцилиндра *12*. В направляющей *18* перемещается при помощи гидроцилиндра *11* ползун *17*. На нем установлены подающие звенья *3*. Они связаны с ползуном наклонными звеньями *1*, *2* и *9*. Причем каждое из звеньев *2* и *9* соединено с ползуном через вращательную и поступательную пары. Гидроцилиндрами *7* и *8* обеспечивается перемещение промежуточных звеньев *16* и *10* соответственно и наклон звеньев *2* и *9*. Благодаря этому раздвигаются, сдвигаются или наклоняются подающие звенья *3*. На звеньях *3* установлены бурильные м. *5* и упоры *6*. Упор *6* подается вперед гидроцилиндром *4*. Б. обеспечивает подведение к месту бурения нескольких бурильных м., оси вращения инструментов которых могут быть параллельны друг другу или сходиться в точке.

В

ВАГОННЫЙ ЗАМЕДЛИТЕЛЬ (ж. д.) – устр. для торможения вагонов в сортировочном парке.

В. может быть управляемым или автоматически действующим в зависимости от веса вагона.

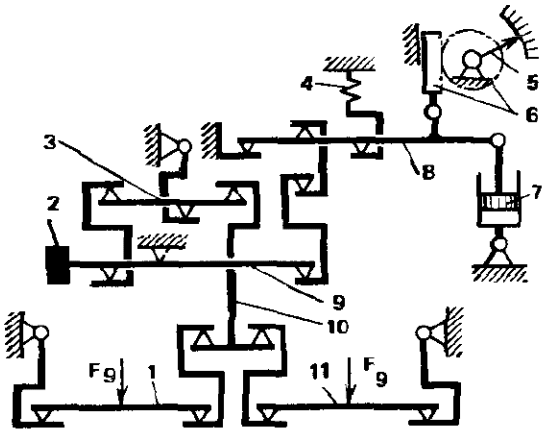
Колесо *5*, наезжая на рельс В, давит в направлении силы $\bar{F}_g$ на тормозные шины *4* и *6*. Шина *4* вместе с шиной *6* перемещается относительно упора *3*.



При этом сжимается пружина *7*, а элементы шин, взаимодействующие с колесом, перемещаются практически вертикально. В результате шины сближаются и зажимают колесо *5*. Сближение происходит из-за того, что шины связаны между собой посредством шатунов *2* и *8*, рычагов *1* и *10*, пневмоцилиндра *9*.

Сила зажатия шинами колеса определяется давлением воздуха в цилиндре *9*. При постоянном давлении эта сила тем больше, чем больше сила $\bar{F}_g$ и соответственно вертикальные перемещения шин. Данное устр. представляет собой самозатягивающийся м. с упругим регулируемым звеном в виде пневмоцилиндра.

ВАГОННЫХ ВЕСОВ М. – устр. для взвешивания груженых и порожних ж. д. вагонов.



Вагон наезжает на платформы *1* и *11* таким образом, что его вес примерно распределяется на каждую платформу поровну ($F_g/2$). Платформы подвешены шарнирно к стойке и к суммирующему звену *10*. Через рычаг *3* и рычаг *9* вес платформы уравновешен грузом *2*. При наличии на платформах взвешиваемого вагона звенья *10*, *3*, *9* перемещаются, и это перемещение передается рычагу *8*. Равновесие обеспечено пружиной *4*. Перемещение звеньев через реечный м. *6* передается стрелке *5*. Демпфер *7* служит для поглощения энергии колебаний звеньев при перемещении вагона по платформам.

ВАКУУМНАЯ ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА – см. *Тормозная система*.

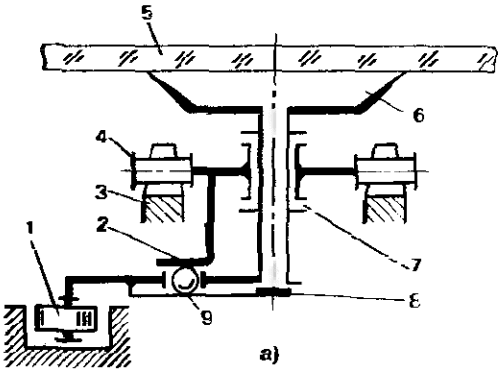
ВАКУУМНОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – система звеньев, содержащая эластичное звено, образующее с захватываемым предметом замкнутую камеру, и удерживающая предмет благодаря разности давления воздуха в камере и вне ее.

Принцип действия В. заключается в создании с одной стороны захватываемого предмета разрежения воздуха. Для этого камеру плотно прижимают к

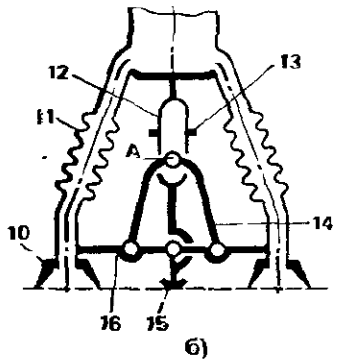
захватываемому предмету так, что одной из стенок камеры является стенка предмета, и отводят из емкости часть воздуха. При этом необходимо надежное уплотнение между захватом и предметом. Воздух отводится из камеры при нажатии на нее захватываемым предметом (сх. *а*) либо принудительно с помощью насоса (сх. *б*).

Стенки камеры *6* (сх. *а*) – из эластичного материала. К ним прижимают захватываемый предмет – стекло *5*. Клапан *8* открывается и часть воздуха выходит из камеры. После снятия нагрузки со стекла клапан закрывается, и стекло остается плотно прижатым к стенкам камеры. Клапан *8* может быть принудительно открыт, после чего стекло легко отсоединяется от камеры.

Все захватное устр. посредством шарнира *7* соединено с элементами цепи *4*, взаимодействующей со звездочками *3*. При перемещении захватного устр. ролик *1* перемещается в специальном пазу. В определенном месте направление паза меняется, благодаря чему захватное устр. поворачивается. При этом шарик *9*, контактируя с выступом *2*, открывает клапан *8* и сообщает камеру с внешней средой.



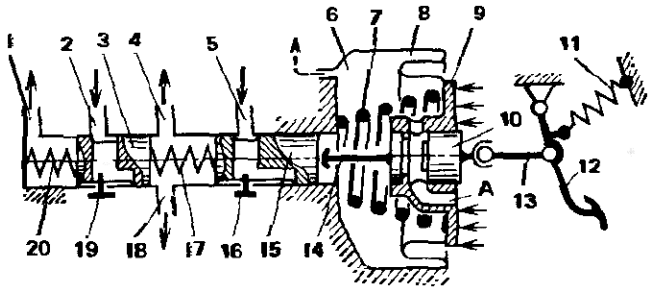
а)



б)

На сх. *6* – В. для отделения листа бумаги от стопы. Вакуумные присоски *10* при опускании В. на стопу плотно соприкасаются с верхним листом. При отсасывании воздуха из образованной таким образом камеры лист плотно «прилипает» к присоскам, а сильфоны *11* сокращаются. Края листа отрываются от стопы, а середина удерживается упором *15*. Для определенности движения присосок служат коромысла *16*, шарнирно связанные с направляющей *12*, и шатуны *14*, общий шарнир *A* которых перемещается по направляющей *12* до упора *13*. Звенья *16, 14, 12* образуют спаренный коромыслово-ползунный м.

ВАКУУМНЫЙ УСИЛИТЕЛЬ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ – устр., уменьшающее усилие на педаль управления тормозной системой при торможении за счет разрежения во впускной трубе работающего двигателя внутреннего сгорания.



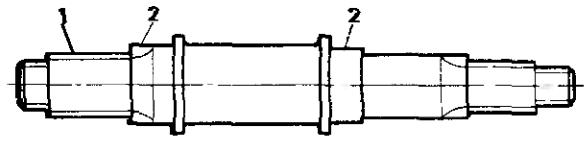
При работающем двигателе и отпущенной педали *12* впускная труба сообщается через патрубок с камерой *6* и с атмосферой через канал *A*. При нажатии на педаль толкатель *13* перемещает плунжер *10* влево. Канал *A* перекрывается плунжером *10*. Камера *6* не сообщается с атмосферой, и за счет разности давления, обозначенного стрелками, корпус *9* перемещается влево, преодолевая сопротивление пружины *7*. Герметичность камеры обеспечивается диафрагмой *8*. Корпус *9* воздействует своим толкателем *14* на поршень управления одной парой тормозов и перемещает его влево. Через пружину *17* движение сообщается поршню *3* другой пары тормозов. При этом сначала перекрывается канал *5* и жидкость поршнем *15* подается через каналы *4* и *18* в полости одной пары тормозов, затем перекрывается канал *2* и жидкость поршнем *3*

подается по каналу *1* в полости другой пары тормозов.

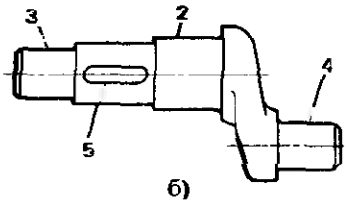
Педаль возвращается в начальное положение пружиной *11*. При этом открывается канал *A*, выравнивается давление на корпус 9 и под действием пружины он перемещается вправо. Возврат поршней *3* и *15* осуществляется пружинами *20* и *17*. Движение поршней ограничено упорами *19* и *16*.

ВАЛ – стержень, установленный в опорах так, что может вращаться, и предназначенный для передачи вращающего момента между деталями, закрепленными на нем.

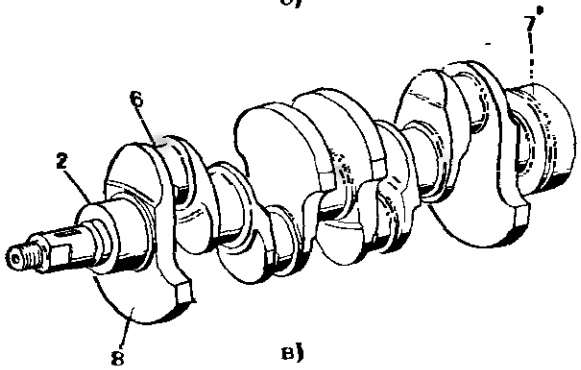
Передача вращающего момента – особенность В., отличающая его от оси – детали аналогичной конструкции. В., как и ось, передает на опоры радиальные и осевые силы.



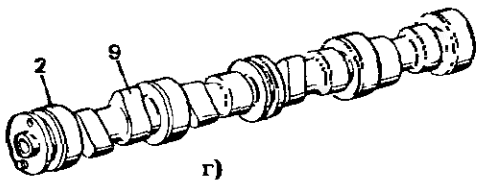
а)



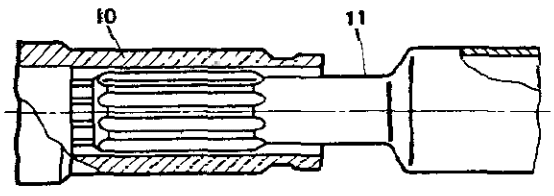
б)



в)



г)



д)

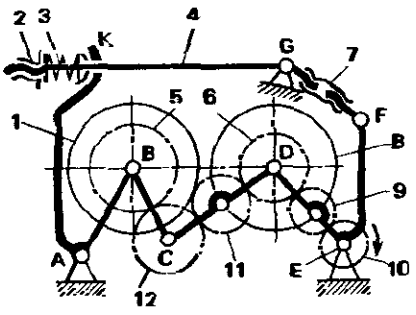
В. в зависимости от конструкции наз. прямым (сх. *а*), кривошипным (сх. *б*) – с одним или двумя кривошипами, коленчатым (сх. *в*) – с одним или несколькими коленами, кулачковым (сх. *г*) – с утолщенной частью в виде кулачка *9* различной формы, эксцентриковым – с утолщенной частью в виде эксцентрика, телескопическим (сх. *д*) – составленным из подвижных в осевом направлении деталей *10* и *11*.

В. может быть сплошным или полым со шлицами *1*, с фланцем *7* или шпонкой *5* для передачи вращающего момента. Он имеет шейки *2* или шипы *3* (см. *Цапфа*) для подшипников, размещенных в корпусе, и может иметь шейки *6* или шипы *4* для подшипников, расположенных в шатунах. С целью уравновешивания коленчатый вал снабжают противовесами *8*.

Особую разновидность представляет гибкий вал, который позволяет передавать вращающий момент между несоосными и установленными с перекосом деталями.

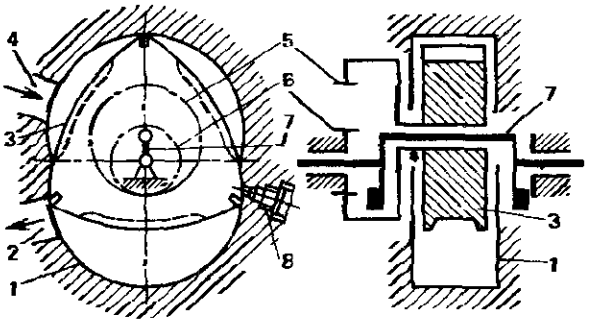
ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ М. – устр. для относительного перемещения осей валков и сообщения вращения валкам.

Оси валков *1* и *8* совмещены с осями шарниров *B* и *D* пятизвенного шарнирного м. *ABCDE*. Положение звена *DEF* регулируют при помощи винтового м. *7*. Положение звена *KAB* регулируют гайкой *2*. Тем самым получают начальный зазор между валками. В процессе работы при перегрузках валки могут расходиться за счет упругости пружины *3*, расположенной между звеном *KAB* и тягой *4*, соединенной шарнирно в т. *G* с рамой дробилки.



Вращение валкам передается от ведущего вала через зубчатые колеса *10*, *9*, *6* – валку *8* и далее через зубчатые колеса *11*, *12*, *5* – валку *1*. Изменение межосевого расстояния не влияет на работу зубчатой передачи благодаря совмещению осей колес с осями шарниров м. Промежуточные колеса *11* и *12* обеспечивают вращение валков в разные стороны.

ВАНКЕЛЯ ДВИГАТЕЛЬ – роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания, предложенный в *1957* г. *Ф. Ванкелем* (F. Wankel, ФРГ).

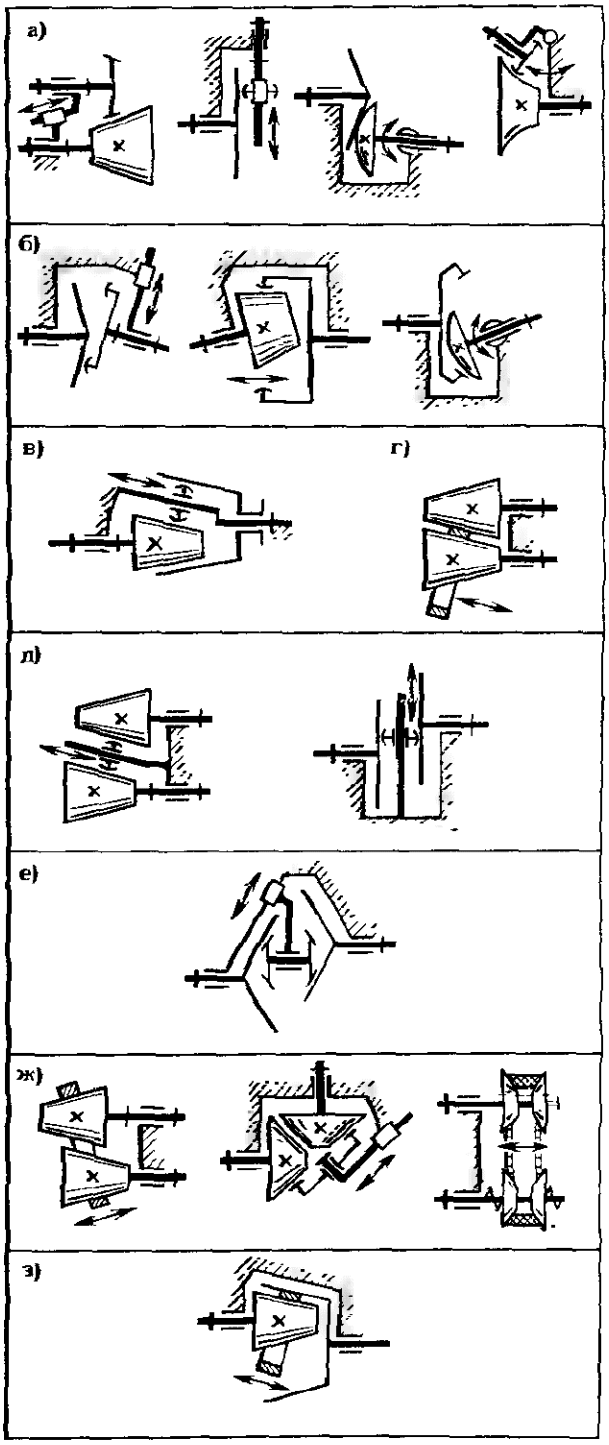


Ротор *3* размещен внутри цилиндра *1*, профиль которого выполнен по эпитрохоиде. Ротор установлен так, что он может вращаться на эксцентриковом валу *7*, и соединен жестко с зубчатым колесом *5*. Колесо *5* взаимодействует с неподвижным колесом *6*. Ротор с колесом *5* обкатывается по колесу *6*, его грани скользят по поверхности цилиндра, отсекая переменные объемы камер. Впуск рабочей смеси осуществляется по каналу *4*, воспламенение смеси – от свечи зажигания *8*, а выпуск отработанных газов – через канал *2*.

Применяют В. в основном с трехгранным ротором и отношением чисел зубьев колес *5* и *6*, равным *3/2*.

ВАРИАТОР – м. для бесступенчатого регулирования передаточного отношения. Обычно в качестве В. используют фрикционный м., в котором в процессе регулирования изменяют радиусы взаимодействующих поверхностей тел.

В. выполняют в виде двух взаимодействующих тел вращения, одно из которых перемещают относительно друг



гого. При этом касание тел может быть внешним (*сх. а*) или внутренним (*сх. б*). В качестве рабочих поверхностей используют конусы, цилиндр и плоскость, сферу и конус, торовые поверхности и т. п. При регулировании меняют относительное положение взаимодействующих тел.

В. выполняют также с промежуточным звеном. Обычно это ролик (*сх. в*, *д*), кольцо (*сх. г*.) или двухвенцовое колесо (*сх. е*). Оси входного и выходного звеньев в процессе регулировки сохраняют свое положение, а перемещают только промежуточное звено. Промежуточное звено используют в сочетании с основными звеньями различной геометрической

формы с внешним и внутренним касанием. От этого сочетания зависят знак и величина передаточного отношения.

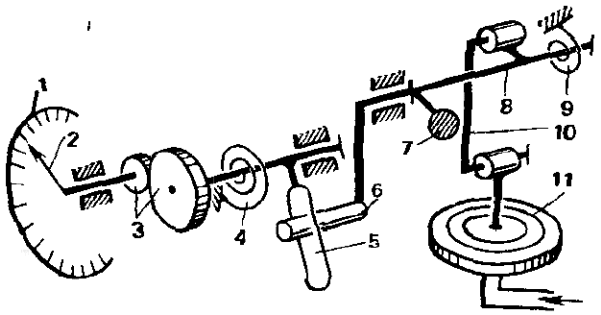
В сх. *ж* (слева и справа) и сх. *з* входное и выходное звенья вращаются в одну сторону, а в сх. *г* — в разные стороны.

В сх. *ж* (в середине) оси конусов расположены под прямым углом, а промежуточное звено выполнено в виде диска с рабочим буртиком.

В сх. *ж* (справа) промежуточное звено выполнено гибким.

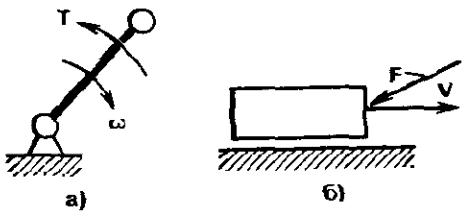
Диапазон регулирования В. по представленным сх. обычно составляет 3—6, КПД 0,85—0,95 (см. также *Волновой фрикционный вариатор, Клиноременный вариатор, Планетарный фрикционный вариатор, Торовый вариатор*).

ВАРИОМЕТР — прибор для измерения вертикальной скорости самолета.



В зависимости от изменения давления воздуха (разности давлений воздуха в атмосфере и внутри корпуса прибора), воспринимаемого манометрической коробкой *11*, тяга *10* перемещается и поворачивает вал *8*. На валу *8* установлены коромысло *6* и уравновешивающий груз *7*. Коромысло *6* взаимодействует с кулисой *5*, поворачивает ее. Коромысло через зубчатую пару *3* поворачивает стрелку *2* относительно шкалы *1*. При неизменном давлении звенья кинематической цепи удерживаются в равновесном положении пружинами *9* и *4*. Особенность использования коромыслово-кулисного м. связана с получением неравномерной шкалы *1*. Участок вблизи нуля растянут, чем обеспечивается наибольшая чувствительность в зоне незначительных изменений скорости.

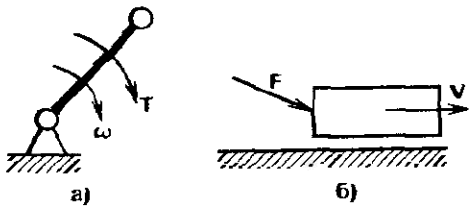
ВЕДОМОЕ ЗВЕНО — звено, для которого сумма элементарных работ внешних сил, приложенных к нему, отрицательна.



Для вращающегося В. (сх. *а*) момент $\bar{T}$ и угловая скорость $\bar{\omega}$, а для поступательно движущегося звена (сх. *б*) проекция силы $\bar{F}$ на направление движения В. и линейная скорость $\bar{v}$ направлены в противоположные стороны. Обычно В. совпадает с выходным звеном, но в процессе движения одно и то же выходное звено может быть ведомым или ведущим, например, колесо электровоза при движении на ровном участке при разгоне или движении в гору — ведомое звено, а при торможении на ровном участке или движении под гору — ведущее звено (двигатель, соединенный с колесом через редуктор, превращается в генератор и отдает энергию в цепь).

ВЕДУЩЕЕ ЗВЕНО — звено, для которого сумма элементарных работ внешних сил, приложенных к нему, положительна.

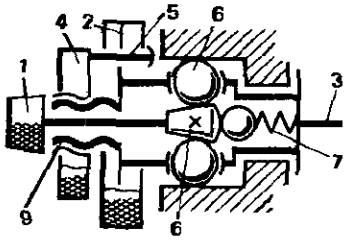
Для вращающегося В. (сх. *а*) момент $\bar{T}$ и угловая скорость $\bar{\omega}$, а для поступательно движущегося В. (сх. *б*) проекция силы $\bar{F}$ на направление движения и линейная



скорость $\bar{v}$ направлены в одну сторону. Обычно В. совпадает с входным звеном, но в процессе движения одно и то же входное звено может быть ведущим или ведомым, например, поршень в двигателе внутреннего сгорания при всасывании и сжатии смеси, а также при выпуске отработанных газов — ведомое звено, при сгорании смеси — ведущее звено.

ВЕНЕЦ ЗУБЧАТЫЙ – см. *Зубчатый венец.*

ВЕРНЬЕР [от имени франц. математика П. Верньe (P. Vernier; 1580 – 1637)] – устр. для точного отсчета длин и углов по делениям шкалы в измерительных приборах.



Используют В. для точной и грубой настройки аппаратуры. На сх. в качестве В. использована фрикционная шариковая передача. Конус 8 поджат к шарикам *6* пружиной 7. Шарики 6 контактируют с неподвижным звеном. Вращением ручки *2* поворачивают звено *3*. При вращении ручки точной настройки *1* движение звену *3* передается от конуса 8 через шарики 6, обкатывающиеся по неподвижному звену, т. е. в работу вступает планетарная передача с ведомым водилом.

Чтобы застопорить звено *3* в заданном положении, поворачивают ручку *4*. При этом она посредством винтовой пары перемещается в осевом направлении до соприкосновения упоров *5* с неподвижным звеном. В ручке *2* имеются прорези для размещения и поворота упоров *5*. Стопорение осуществляется благодаря трению между упорами и неподвижным звеном и трению в винтовой паре *9*.

ВЕРХНИЙ ВЫСТОЙ В КУЛАЧКОВОМ М. – длительная остановка выходного звена в наиболее удаленном положении по отношению к центру вращения кулачка при непрерывном вращении кулачка (см. *Кулачка построение*).

ВЕРЧЕНИЕ (в подшипниках) – вращение катящегося элемента вокруг оси, перпендикулярной к поверхности контакта.

ВЕРШИНА ЗУБА – см. *Зуб.*

ВЕСЫ – устр. для измерения массы путем сопоставления гравитационной силы, действующей на взвешиваемый предмет, с гравитационной силой, действующей на эталонную массу, или с определенной силой упругости пружины, с электромагнитной силой и т. д.

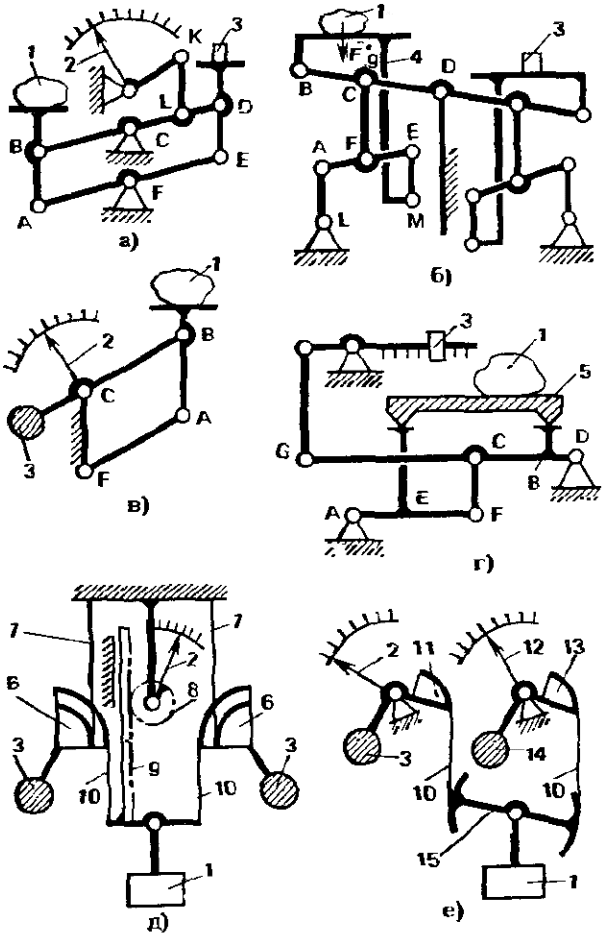
При использовании силы пружины вносится погрешность, обусловленная различием ускорения свободного падения в различных точках околоземного пространства.

В зависимости от устр. для сопоставления сил различают В. рычажные, пружинные, электрические, гидравлические.

На сх. *а – е* рычажные В., которые массу взвешиваемого предмета *1* сопоставляют с эталонной массой *3*. На сх. *а* взвешиваемый предмет *1* установлен на звене *AB*, а эталонная масса *3* – на звене *DE*. Звенья *AB* и *DE* шарнирно связаны с равноплечими рычагами *BD* и *AE* с опорами в т. *C* и *F*. Образованный таким образом сдвоенный параллелограмм *ABDE* обеспечивает параллельность перемещения звеньев *AB* и *DE*.

Рычаг *BD* посредством тяги *KL* соединен со стрелкой *2*. По положению стрелки судят о равенстве масс тел *1* и *3*.

Положение тел *1* и *3* относительно звеньев *AB* и *DE* сказывается на величине



плеч действия гравитационных сил и соответственно – на точности измерения массы. В. на сх. *б* лишены этого недостатка. Например, как бы тело *1* ни было сдвинуто на платформе *4* по отношению к опоре *D*, момент сил на рычаге *BD* будет одинаковым. Пусть, например, в шарнирах *B* и *M* реакции равны $\bar{F}_{gB}$ и $\bar{F}_{gM}$, причем $\bar{F}_{gB} + \bar{F}_{gM} = \bar{F}_g$, где $\bar{F}_g$ – сила тяжести взвешиваемого предмета.

Момент сил со стороны плеча *BCD* относительно т. *D* будет пропорционален сумме $F_{gB}BD + F_{gM}\frac{AE}{AF}CD$. При выполнении условия $\frac{AE}{AF}\frac{CD}{BD} = 1$ (откуда $\frac{AE}{AF}CD = BD$) получается, что эта сумма сводится к величине $F_{gB}BD + F_{gM}BD$ или, что то же, – к величине $(F_{gB} + F_{gM})\,BD$. Это означает, что момент всегда пропорционален произведению F_gBD и при горизонтальном расположении рычагов *BD* и *AE* равен величине F_gBD.

В. на сх. *в* представляет собой упрощенный вариант сх. *а*, в которой эталонная масса *3* закреплена на рычаге *BC*, а звено *AB* подвешено к стойке посредством параллелограмма *ABCF*. Стрелка *2* жестко соединена с рычагом *BC*.

В сх. *г*, так же как и в сх. *б*, момент от силы тяжести тела *1* на рычаге *GD* относительно опоры *D* не зависит от положения тела *1* на платформе *5*. Для этого также должно выполняться условие $\frac{AE}{AF}\frac{CD}{BD} = 1$. Момент на рычаге *GD* уравновешивается моментом силы тяжести эталона *3*. По его положению на рычаге *FG* при равновесии м. судят о величине массы тела *1*.

В сх. *д* и *е* использованы м. с гибкой связью звеньев. Кулачки *6* противовеса *3* на сх.*д* подвешены к стойке на гибких связях *7*. К этим же кулачкам на гибких связях *10* подвешено взвешиваемое тело *1*. Чем больше сила тяжести тела *1*, тем ниже оно опустится и повернет кулачки *6*. Соответственно раздвинутся противовесы *3*. Равновесие наступит при равенстве суммы моментов от силы тяжести тела *1* и суммы моментов противовесов *3* относительно точек касания связи *7* с кулачком *6*.

Вертикальное перемещение тела *1*, соответствующее массе тела, измеряется посредством реечной передачи (рейка *9* – шестерня *8*) и стрелки *2*.

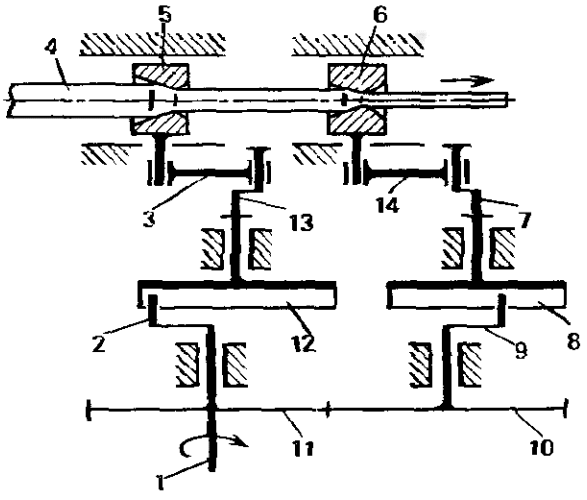
Сх. *е* построена на том же принципе, что и сх. *д*, но здесь использованы противовесы *3* и *14* с разной массой. Тело *1* через коромысло-качалку *15* и гибкие связи *10* воздействует на кулачки *11* и *13*. Усилия в гибких связях *10* одинаковы при одинаковых плечах коромысла-качалки, но поворот кулачков *11* и *13* разный. Кулачок *13* повернется на больший угол, так как на него действует меньший момент со стороны противовеса *14*.

О малых взвешиваемых массах судят по перемещению стрелки *12*, а о больших – по перемещению стрелки *2*.

ВЗВЕШЕННАЯ РАЗНОСТЬ – вспомогательная функция, минимизация которой приводит к минимизации отклонения от заданной функции.

ВИБРАЦИОННОГО ВОЛОЧЕНИЯ МЕТАЛЛА М. (металлург.) – устр. для протягивания деформируемого металла через волоки за счет их колебательных движений.

Деформируемый металл *4* протягивают через волоки *5* и *6*, последовательно уменьшая его сечение. При движении волоки влево металл деформируется, а при движении вправо движется вместе с ней. Волоки *5* и *6*, выполненные в виде



нов, приводятся в колебательные ения эксцентриковыми валами *13* и ез шатуны *3* и *14* соответственно. алах установлены кулисы *12* и *8*, одимые во вращение кривошипами).

вномерное вращение от ведущего *1* передается кривошипу *2* и через тую пару *11—10* – кривошипу *9*. сы *12* и *8* из-за различного смеще- их осей и осей кривошипов вра- тся неравномерно и несинхронно. бором величины смещения добива- оптимальных из технологических ражений законов движения волок 6 и согласования их движения по ени.

ИБРАЦИЯ (от лат. vibratio – колеба- – процесс поочередного возраста- *и убывания* (обычно во времени) зна- й какой-либо величины.

ИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ – устр., пред- аченное для возбуждения механи- их колебаний. Обычно вынуждаю- ся сила в В. вызывается колебатель- или вращательным движением инер- ного элемента.

нерционный элемент выполняют в : дебаланса, бегунка или др. устр.

ебаланс представляет собой вращаю- ся неуравновешенное звено *2* (сх. *а*), дающее центробежную силу на под- ники своего вала.

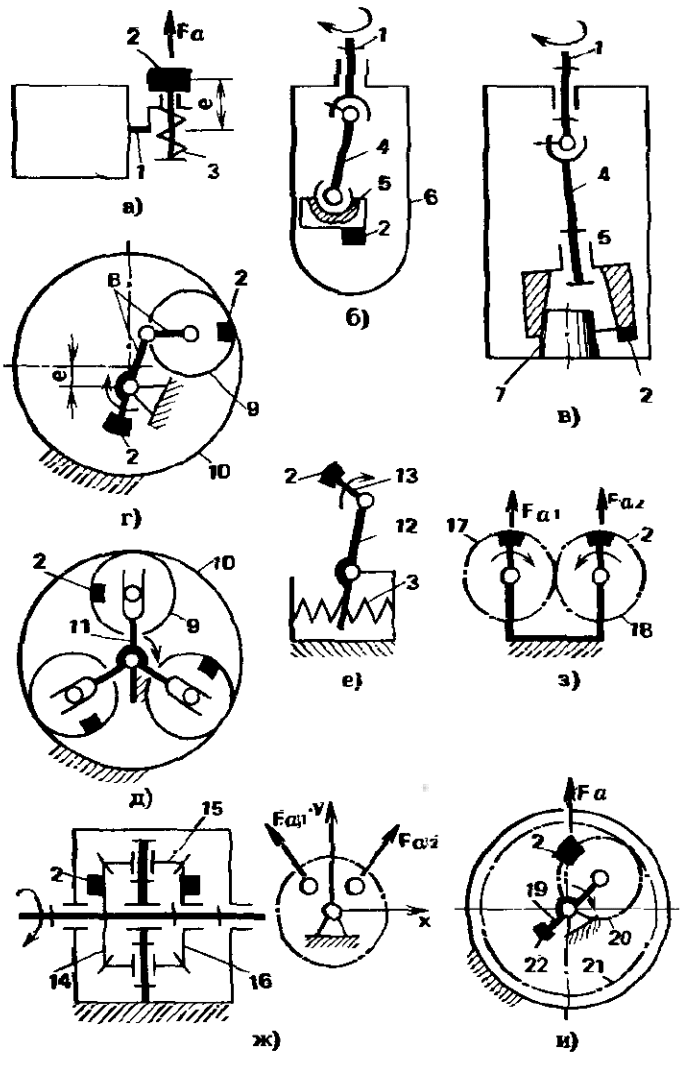
егунок представляет собой ролик *5* *б*, *в*), обкатывающийся по беговой жке и передающий на нее центро- ную вынуждающую силу.

центробежный с одним или несколь- и дебалансами наз. дебалансным овозбудителем.

с одним или несколькими бегунками планетарным вибровозбудителем *б*, *е*, *г*, *д*). Если в последнем обкатка нка по беговой дорожке поддержи- ся силой трения покоя, то такой В. фрикционно-планетарным. Под- жание обкатки бегунка зубчатой лачей осуществляется в зубчато- нетарном вибровозбудителе, а поводком – в поводково-планетарном вибровозбудителе. В. используют в вибрационных машинах для уплотнения бетонной смеси и грунта в строительстве, для выбивки литья из опок, при испытании конструкций приборов и аппаратов на виброустойчивость (см. также *Вибростенд*) и т. п.

Наиболее распространены В. с дебалансами. Разнообразные сх. В. с дебалансами позволяют получать колебания с различными параметрами (частотами, амплитудами, законами изменения возмущающей силы). На сх. *а* дебаланс *2* связан с валом двигателя *1* посредством пружины *3*. При вращении вала двигателя пружина под действием силы инерции F_a сжимается и центр массы дебаланса смещается на величину *e*. Изменение направления силы F_a обусловливает колебания В. с частотой вращения вала двигателя.

На сх. *б* – *д* – планетарные В. Бегунок *5* с неуравновешенной массой *2* – сателлит планетарного фрикционного м., обкатывается по внутренней поверхности корпуса *6* (сх. *б*) или по внешней по-



верхности выступа 7 (сх. *в*). Бегунок подвешен к валу двигателя *1* посредством поводка *4* с шаровыми шарнирами. Прижимается бегунок к указанной поверхности благодаря силам инерции. Так как ось бегунка перемещается вокруг оси вала *1*, а кроме того бегунок вращается вокруг своей оси, то получаются двухчастотные колебания. Частота перемещения оси бегунка равна частоте вращения двигателя, а частота вращения бегунка равна частоте вращения сателлита в планетарной передаче.

Для сх. *б* $\omega_5 = \omega_1 (1 - d_6/d_5)$, для сх. *в* $\omega_5 = \omega_1 (1 - d_7/d_5)$, где ω_1 и ω_5 – угловые скорости соответственно звеньев *1* и 5, d_5, d_6, d_7 – диаметры взаимодействующих поверхностей соответственно звеньев 5, *6*, *7*.

В сх. *г* использован плоский несоосный планетарный м. Смещение оси вращения водила *8* приводит к тому, что сателлит *9* то приближается, то удаляется от оси вращения водила. При этом соответственно изменяется возмущающая сила. В процессе обкатывания сателлит будет вращаться неравномерно, соответственно будет изменяться и высокая частота колебаний В.

В сх. *д* три сателлита установлены в водиле *11*. При вращении водила они прижимаются к поверхности корпуса *10*. Вращение водила обусловливает колебания с низкой частотой. Вращение сателлитов вокруг своих осей приводит к возникновению колебаний с высокой частотой, смещенных по фазе.

На сх. *е* – маятниковый В. Дебаланс с двигателем установлен на маятнике *12*. Маятник соединен с корпусом шарнирно и поджат с обеих сторон пружинами *3*.

Этот В. одночастотный, но он характеризуется определенным законом изменения возмущающей силы. Вертикальная составляющая силы изменяется по закону $\bar{F}_y = \bar{F}_a \sin \omega t \sin \psi$, а горизонтальная составляющая – по закону $\bar{F}_x = \bar{F}_a \sin \omega t \times \cos \psi$, где $\bar{F}_a$ – сила инерции, развиваемая дебалансом *2*; ω – угловая скорость звена *13*; t – время; ψ – угол отклонения маятника от вертикальной линии.

На сх. *ж* и *з* В. с направленными колебаниями, в сх. *ж* силы инерции действуют в параллельных плоскостях, а в сх. *з* – в одной плоскости. Центральные колеса *14* и *16* взаимодействуют через промежуточные колеса *15* и вращаются с одинаковой частотой, но в разные стороны. Силы инерции $\bar{F}_{a1}$ и $\bar{F}_{a2}$ направлены таким образом, что их вертикальные составляющие суммируются и получается одна вертикальная возмущающая сила, а горизонтальные составляющие образуют переменный вращающий момент вокруг оси *y*.

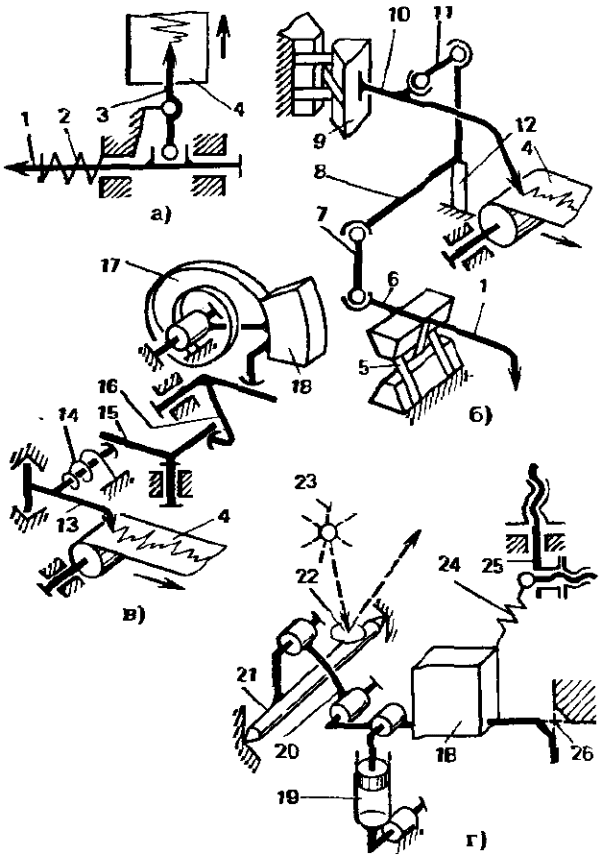
В сх. *з* дебалансы связаны зубчатой парой *17–18*. Колебания строго направлены вдоль вертикальной оси, так как вертикальные составляющие сил инерции $\bar{F}_{a1}$ и $\bar{F}_{a2}$ направлены всегда в одну сторону, а горизонтальные составляющие – в разные стороны. Последние взаимно уравновешиваются.

В сх. *и* дебаланс *2* движется по прямой линии и обеспечивает строго направленные вибрации вдоль линии действия силы $\bar{F}_a$. Для этой цели может быть использован любой прямолинейно направляющий м. В данном примере – это планетарный м., у которого сателлит *20* имеет в 2 раза меньшее число зубьев, чем у колеса *21*. Водило *19* и сателлит уравновешены противовесом *22*.

ВИБРОГРАФ (от лат. vibro – колеблюсь и греч. grapho – пишу) – прибор для измерения и записи смещений колеблющихся (вибрирующих) тел.

Щуп *1* (сх. *а*) прикладывается к объекту, колебания которого измеряют. Колебания щупа *1* передаются на рычаг *3* и записываются на движущейся ленте *4*. Щуп поджимается пружиной *2*.

В. на сх. *б* имеет щуп *1*, установленный на качающемся рычаге *6*. Опора 5 рычага – упругая в виде расположенных под углом гибких пластин. Измеряемые смещения через стержень *7*, рычаг *8* и стержень *11* передаются пишущему рычагу *10*. Опора *9* рычага выполнена так



же, как и опора 5. Опора рычага 8 упругая из одной гибкой пластины 12.

В. на сх. *в* устанавливают непосредственно на объекте, колебания которого измеряют. Колебания объекта вызывают колебания маятника 18. Маятник соединен с корпусом прибора спиральной пружиной 17. Колебания маятника через передаточный м., включающий в себя рычаги 15 и 16, передаются пишущему рычагу 13, прижимаемому к ленте 4 пружиной 14. Кинематические пары передаточных м. и шарнир пишущего рычага имеют конусные элементы.

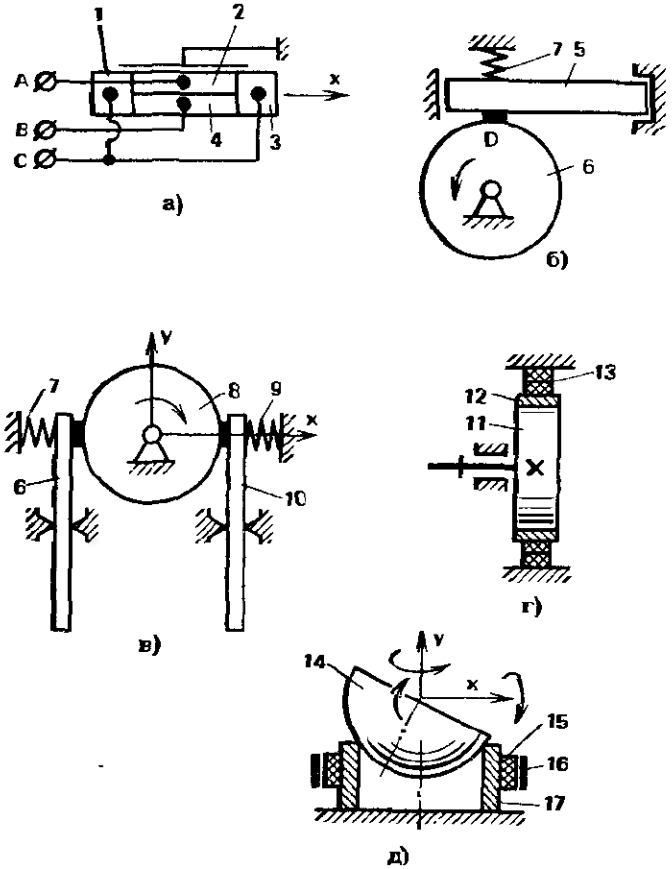
В. на сх. *г* также непосредственно устанавливают на объект. Маятник 18 подвешен на упругой опоре 26. Его колебания демпфируются успокоителем 19. С корпусом прибора маятник соединен пружиной 24, натяжение которой регулируется устр. 25. Измеряемые колебания через тягу 20 передаются валику 21 с зеркальцем 22. Луч источника света 23 отражается от зеркальца 22, проходит через специальную оптическую систему и записывается на подвижной ленте.

ВИБРОДВИГАТЕЛЬ – устр., преобразующее высокочастотные пространственные колебания деформируемых тел в направленное движение выходного звена.

Одним из новых и прогрессивных решений В. является использование для получения высокочастотных колебаний обратного пьезоэлектрического эффекта – появления механических деформаций под действием электрического поля.

В качестве вибровозбудителей используют пластины, кольца и другие детали, выполненные из специальных материалов – пьезоэлектриков. Например, на сх. *а* – вибровозбудитель в виде пластины, составленной из элементов *1*, *2*, *3*, *4*, к которым подсоединены электроды. В пластине могут быть возбуждены продольные колебания при питании электродов *C* током высокой частоты (элементы *1* и *3* одновременно удлиняются или укорачиваются вдоль оси *x*) и изгибные колебания при питании электродов *A* и *B* (элементы *2* и *4* поочередно укорачиваются или удлиняются).

На сх. *б* эта пластина *5* контактирует с ротором *6* в т. *D*. При этом т. *D* пластины из-за продольных и изгибных колебаний движется по эллипсу. При



совпадении увеличения прижатия и удлинения пластины ротор проворачивается, при укорачивании пластины в момент отсутствия или уменьшения прижатия ротор стоит на месте. Необходимое начальное прижатие обеспечивает пружина 7. Многократные импульсы приводят к непрерывному вращению ротора. Аналогично можно получить поступательное движение, если ввести во взаимодействие с пластиной ползун.

Можно получить также однонаправленное движение звена *6*, сообщая пластине *5* только продольные асимметричные колебания. При этом пластину прижимают к звену *6* с такой силой, что при медленном удлинении пластины т. *D* звена *6* движется вместе с т. *D* пластины, а при быстром укорочении пластины происходит относительное проскальзывание точек.

На сх. *в* В. с двумя активными элементами в зоне контакта – с одной стороны пластина *6* или *10*, с другой стороны – ротор *8*. Нормальная составляющая скорости точки контакта получается за счет радиальной деформации ротора, а касательная составляющая – за счет деформации пластин *6* и *10* вдоль оси *y*. Согласованные колебания ротора и пластины приводят к передаче касательных усилий, когда ротор прижимается к пластине, и к относительному проскальзыванию, когда прижатие уменьшается. Пружины *7* и *9* создают необходимое начальное прижатие пластин к ротору.

На сх. *г* на ротор *11* надето тонкостенное кольцо *12*, с которым соединен кольцевой вибровозбудитель *13*. В кольцевом вибровозбудителе при подключении его электродов к току высокой частоты возникает бегущая волна деформации. Благодаря этому кольцо *12* прижимается к ротору в одной или нескольких зонах. Зона контакта перемещается в окружном направлении. При ее перемещении на угол 2π происходит поворот ротора, обусловленный разностью периметров кольца и ротора, а также касательными перемещениями кольца в зоне контакта, аналогично тому, как это происходит в волновой передаче, но при значительно меньших перемещениях за один цикл (см. *Волновая фрикционная передача*).

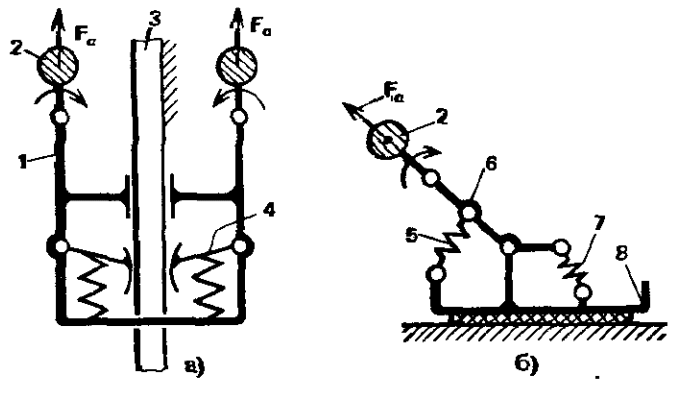
В. могут быть использованы для воспроизведения движения в любой кинематической паре с несколькими степенями свободы (см., например, *Приводная кинематическая пара, сх. е*). На сх. *г* В. с тремя степенями свободы. Кольцевой вибровозбудитель *15* с расположенными по периферии электродами *16* позволяет формировать волны деформации стакана *17* в окружном и осевом направлениях. Локализацией колебаний в отдельных зонах получают поворот звена *14* относительно фиксированных осей координат.

Известны также В. в виде трубчатого стержня с неограниченным числом степеней свободы, изгибаемого по заданному закону с помощью пьезоактивных преобразователей, расположенных на его стенках.

Пьезоэлектрический эффект используют также для управления связью элементов кинематической пары в зоне контакта при ее внешнем нагружении. Радиальные и касательные колебания приводят к изменению коэффициента трения и обеспечивают, например, движение в заданном направлении при произвольном действии внешних сил. Такие кинематические пары наз. виброопорами.

В. позволяют осуществлять перемещения с высокой точностью, но при небольших величинах сил.

ВИБРОДВИЖИТЕЛЬ – устр. для преобразования колебательных движе-



ний звена объекта в однонаправленное перемещение объекта по неподвижной поверхности.

Платформа *1* (сх. *а*) скользит по рельсу *3*. На платформе установлены грузы *2*, вращающиеся с одинаковой частотой навстречу друг другу. При вращении грузов составляющие сил инерции $\bar{F}_a$ вдоль рельса суммируются, а составляющие поперек рельса – взаимно уравновешиваются. При направлении сил $\bar{F}_a$ вверх платформа движется в этом же направлении. Движению вниз препятствуют колодки *4*. Колодки *4* представляют собой звенья м. свободного хода. При каждом обороте грузов платформа перемещается на один шаг, зависящий от $\bar{F}_a$, массы платформы и силы сопротивления.

На сх. *б* платформа *8* при вращении звена *2* под действием силы $\bar{F}_a$ в определенные моменты времени стремится приподняться, а в другие моменты, наоборот, прижимается к неподвижной поверхности. Условия сопротивления при этом различны. Горизонтальные составляющие сил приводят к перемещению платформы в моменты меньшего сопротивления. Звено *6* соединено с платформой пружинами *5* и *7*. Регулируя положение звена *6* и жесткости пружин *5* и *7*, добиваются наиболее подходящего режима движения.

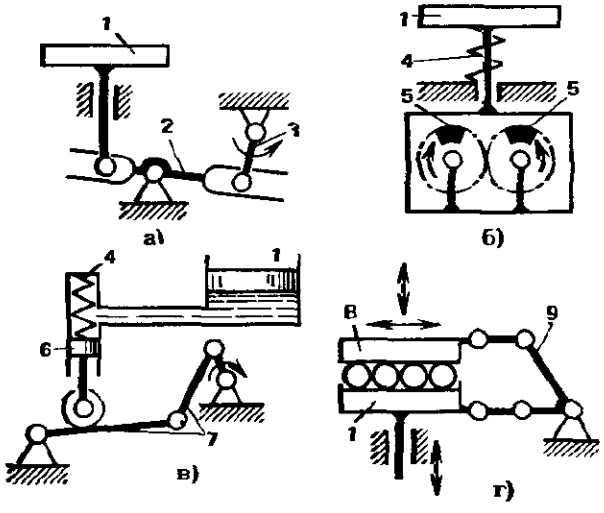
ВИБРОСТЕНД (от лат. vibro – колеблюсь и анг. stand – щит, стойка) – вибрационная испытательная или калибровочная машина, к колеблющейся платформе которой прикрепляют испытуемые изделия или датчики виброизмерительной аппаратуры, подвергаемой тарированию. Аналогично В. исполняют также виброплощадку для уплотнения бетонных, формовочных и др. смесей.

На сх. *а* стол *1*, на который помещают испытуемые предметы, приводится в колебательное движение от кривошипа *3* через кулису *2*.

На сх. *б* колебания стола *1* вызывают силы инерции вращающихся масс *5*. Пружина *4* воспринимает вес стола, приводного устр. и испытуемых предметов. Жесткость пружины определяет также параметры колебаний. Колебания направлены строго вертикально, так как звенья с массами *5* вращаются в разные стороны с одинаковой частотой. При этом складываются только вертикальные составляющие сил инерции, а горизонтальные составляющие взаимно уравновешиваются.

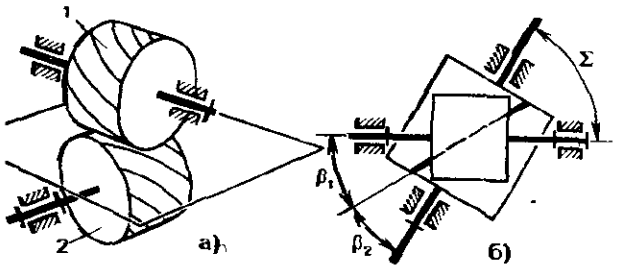
В. на сх. *в* имеет привод в виде кривошипно-коромыслового м. *7*, действующего на поршень *6*, который поджат пружиной *4*. Колебания поршня *6* через жидкость передаются столу-поршню *1* с уменьшенной амплитудой колебаний, но при сохранении энергии и частоты колебаний.

В. на сх. *г* предназначен для получения колебаний стола *8* в двух взаимно перпендикулярных направлениях от одного привода. Стол *1* совершает только вертикальные колебания, они передаются столу *8* непосредственно. Горизонтальные колебания передаются столу *8* посредством рычага *9*.



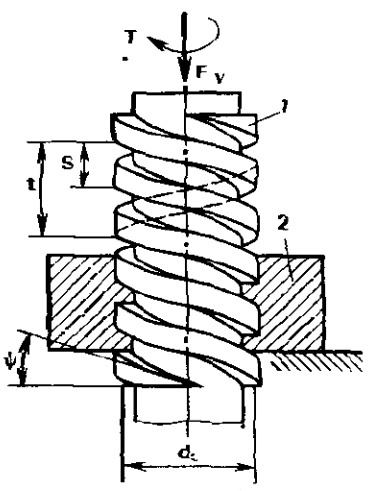
ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Винтовой* м.

ВИНТОВАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – гиперболоидная передача первого рода, у зубчатых колес которой делительные поверхности цилиндрические.



Касание зубьев в В. происходит в т., вследствие чего В. применяют только для малонагруженных устр. Путем выбора различных углов наклона линий зубьев можно получать существенно различные числа зубьев колес *1* и *2* (сх. *а*) и соответственно большие передаточные отношения передачи при мало отличающихся диаметрах колес. Если провести через т. контакта зубьев плоскость, то проекции линий зубьев, проходящие через эту т., будут проходить под углами β_1 и β_2, в сумме равными углу Σ между осями колес (сх. *б*). При этом передаточное отношение $i = z_2/z_1$ можно выразить через диаметры делительных поверхностей, заменив $z = \frac{d\cos\beta}{m_n}$, где m_n – нормальный модуль зубьев: $i = \frac{d_2\cos\beta_2}{d_1\cos\beta_1}$.

ВИНТОВАЯ ПАРА – одноподвижная пара, допускающая винтовое движение одного звена относительно другого. В. состоит из винта *1* и гайки *2*. Винт и гайка имеют винтовую поверхность – резьбу, которая характеризуется профилем резьбы (он может быть прямоугольным, треугольным, трапецеидальным и т. п.), шагом резьбы S – расстоянием между ближайшими боковыми сторонами профиля в направлении оси, ходом резьбы t – расстоянием между ближайшими сторонами профиля одной и той же винтовой поверхности и углом подъема резьбы ψ (углом винтовой линии), образованным касательной к винтовой линии т. профиля, лежащей на окружности среднего диаметра d_c, и плоскостью, перпендикулярной оси. За один оборот винта или гайки относительное движение звеньев равно t. Резьба может быть однозаходной, когда $t = S$, или многозаходной ($t > S$ в число раз заходов). В. позволяет, так же как и клин, получать выигрыш в силе. Суммарную окружную силу F определяют, как и для клина, по формулам $F = F_y \operatorname{tg}(\psi + \rho)$ и $F = F_y \operatorname{tg}(\psi - \rho)$, где ρ – угол трения при движении винта соответственно навстречу вектору F_y и в одном направлении с ним. При этом вращающий момент $T = F\frac{d_c}{2}$.



ВИНТОВОЕ ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА – движение тела, состоящее из его вращения вокруг некоторой оси и поступательного движения со скоростью, параллельной этой оси.

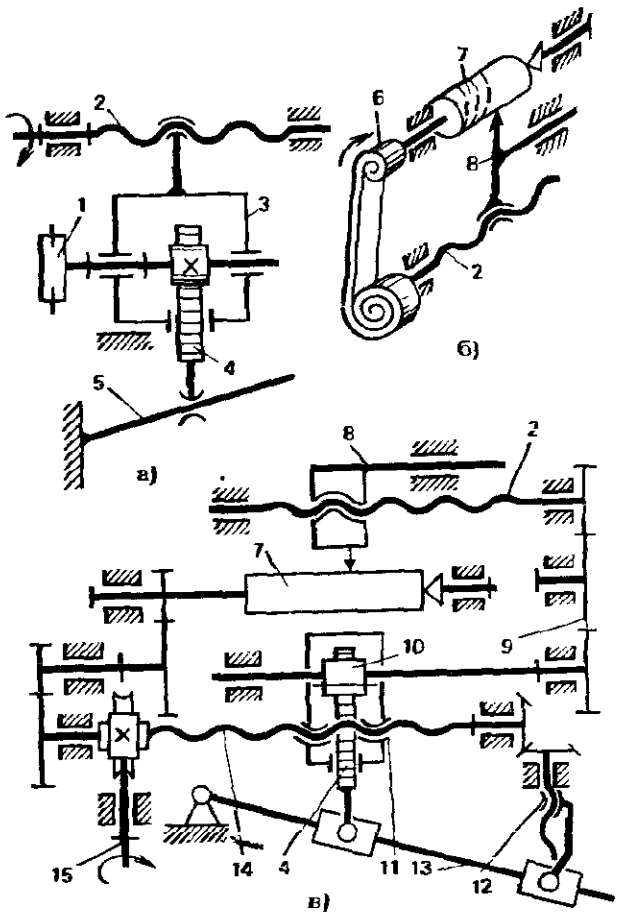
ВИНТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ – разъемное соединение деталей при помощи винтов, ввертываемых в резьбу в теле одной из деталей.

ВИНТОВОЙ ЗУБ – зуб, теоретическая линия которого образована сложным движением точки по соосной поверхности: равномерным движением по линии пересечения этой поверхности с плоскостью осевого сечения зубчатого колеса и равномерным вращением вокруг его оси (см. *Зуб*).

ВИНТОВОЙ М. – устр., содержащее винтовую пару, у которой гайка и винт образуют кинематические пары со стойкой или звеньями другого м. Причем в первом случае В. наз. также винтовой передачей или передачей «винт – гайка».

ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА М. – устр. для сообщения зависимых движений инструменту и заготовке, воспроизводящих винтовую нарезку на заготовке.

В сх. *а* резцовой головке *1* сообщаются зависимые движения – поступательное и вращательное. Головку перемещают внутри ствола орудия и нарезают винтовые канавки. Поступательное движение суппорту *3* сообщают вращением винта *2*. При этом рейка *4*, взаимодействующая с неподвижным копиром *5*, пере-



мещается в поперечном направлении и поворачивает шестерню с валом, на котором установлена резцовая головка.

Сх. *б* и *в* обеспечивают нарезание резьбы с изменяемым шагом. Заготовка *7* (сх. *б*) связана с винтом *2* посредством ленточной передачи *6*. Винт *2* при вращении сообщает поступательное движение инструменту *8*. По мере вращения заготовки лента передачи *6* все больше перематывается с вала винта *2* и угловая скорость винта увеличивается, соответственно увеличивается скорость перемещения инструмента, а следовательно, и шаг нарезаемой резьбы.

В сх. *в* равномерное вращение заготовке *7* и винту *14* сообщается через зубчатые м. от вала *15*. Вращение винта *14* приводит к равномерному перемещению вдоль него гайки *11* вместе с рейкой *4* и шестерней *10*. Рейка взаимодействует с кулисой *13* и сообщает движение шестерне *10*. Кулиса поворачивается посредством винтовой пары *12*, приводимой от винта *14*. Движение рейки при этом будет неравномерным, поскольку наклон кулисы меняется. Неравномерное движение от шестерни *10* через зубчатый м. *9* передается винту *2* и далее инструменту *8*.

ВИРТУАЛЬНАЯ РАБОТА – см. *Возможная работа (виртуальная работа)*.

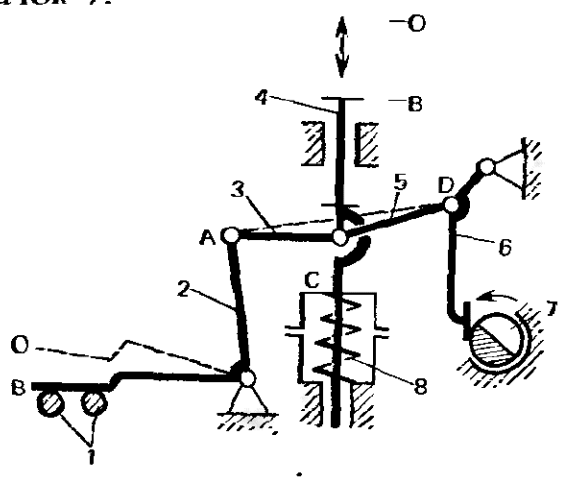
ВИРТУАЛЬНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТОЧКИ – см. *Возможное перемещение точки (виртуальное перемещение точки)*.

ВИРТУАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИНЦИП – см. *Возможных перемещений принцип (виртуальных перемещений принцип)*.

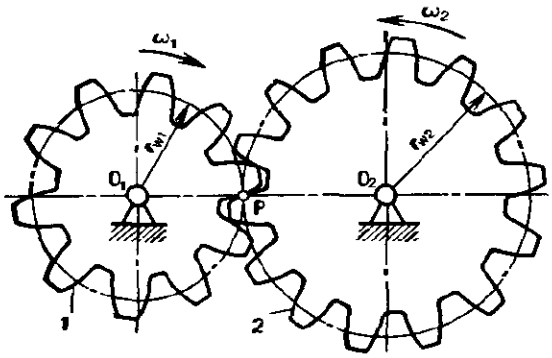
ВКЛЮЧАЮЩИЙ М. – устр. для замыкания и размыкания электрической цепи.

Выполняют В. в виде рычажных м. Рычаг *2* в положении *B* замыкает контактные звенья электрической цепи *1*, а в положении *O* размыкает их. Рычаг *2* с шатуном *3* и ползуном *4* образуют коромыслово-ползунный м. К ползуну *4* присоединен такого же вида м., содержащий шатун *5* и рычаг *6*. Во включенном состоянии м. рычаг *6* удерживается кулачком *7*. При этом он находится в крайнем правом положении, звенья *3* и *5* образуют ломаную линию: т. *C* лежит ниже линии *AD*. Пружиной *8* осуществлено силовое замыкание м. в этом положении.

При повороте кулачка *7* в направлении, показанном стрелкой, он освобождает рычаг *6*, а под действием пружины ползун движется вверх, т. *C* переходит через линию *AD*, т. т. *A* и *D* начинают сближаться, контакт рычага *2* со звеньями *1* размыкается. Вернуть м. во включенное состояние можно, опустив ползун *4* из положения *O* в положение *B* и повернув кулачок *7*.



ВНЕШНЕЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление, при котором аксоидные поверхности зубчатых колес *1* и *2* расположены одна вне другой. На сх. торцовое сечение цилиндрической передачи с внешним зацеплением колес. Аксоидные поверхности радиусами r_{w1} и r_{w2} соприкасаются в т. *P*. Колеса вращаются в противоположных направлениях с угловыми скоростями ω_1 и ω_2, обратно пропорциональными радиусам r_{w1} и r_{w2} или числам зубьев z_1 и z_2. В. является наиболее распространенным в зубчатых передачах благодаря простоте устройства и технологичности изготовления таких передач.

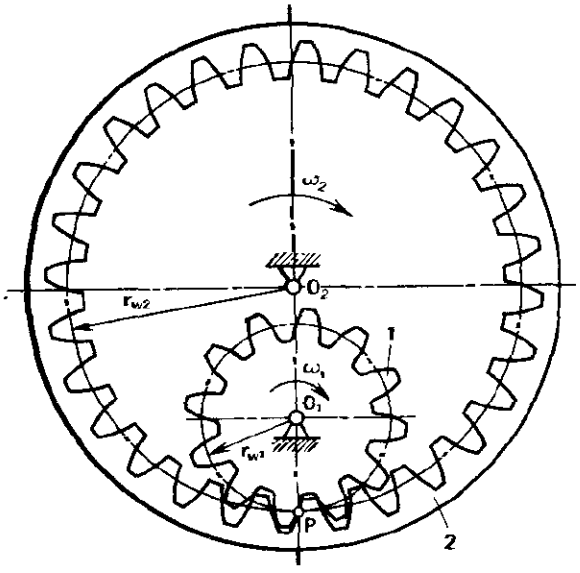


Зубчатые колеса, образующие В., называют колесами с внешними зубьями.

ВНЕШНИЕ ЗУБЬЯ – см. *Внешнее зацепление.*

ВНЕШНЯЯ СИЛА – см. *Сила.*

ВНУТРЕННЕЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление, при котором аксоидные поверхности зубчатых колес расположены одна внутри другой. На сх. – торцовое сечение цилиндрической передачи с внутренним зацеплением. Аксоидные поверхности характеризуются радиусами r_{w1} и r_{w2}, соприкасаются в т. *P*. Колеса вращаются в одинаковых направлениях с угловыми скоростями ω_1 и ω_2, обратно пропорциональными радиусам r_{w1} и r_{w2} или числам зубьев z_1 и z_2. В. по сравнению с внешним зацеплением из-за сложности изготовления передачи менее распространено. Оно применяется обычно в планетарных передачах, м. вращения платформы машины и др. случаях. Передачи с В. по сравнению с передачами с внешним зацеплением имеют меньшие размеры и массу, характеризуются более плавной работой благодаря большему коэффициенту перекрытия и контакту выпуклых и вогнутых поверхностей зубьев с большим приведенным радиусом кривизны и меньшими скоростями скольжения. Зубчатое колесо *2* с внешней аксоидной поверхностью и большим числом зубьев называют колесом с внутренними зубьями, а сопряженное с ним колесо *1* – колесом с внешними зубьями.

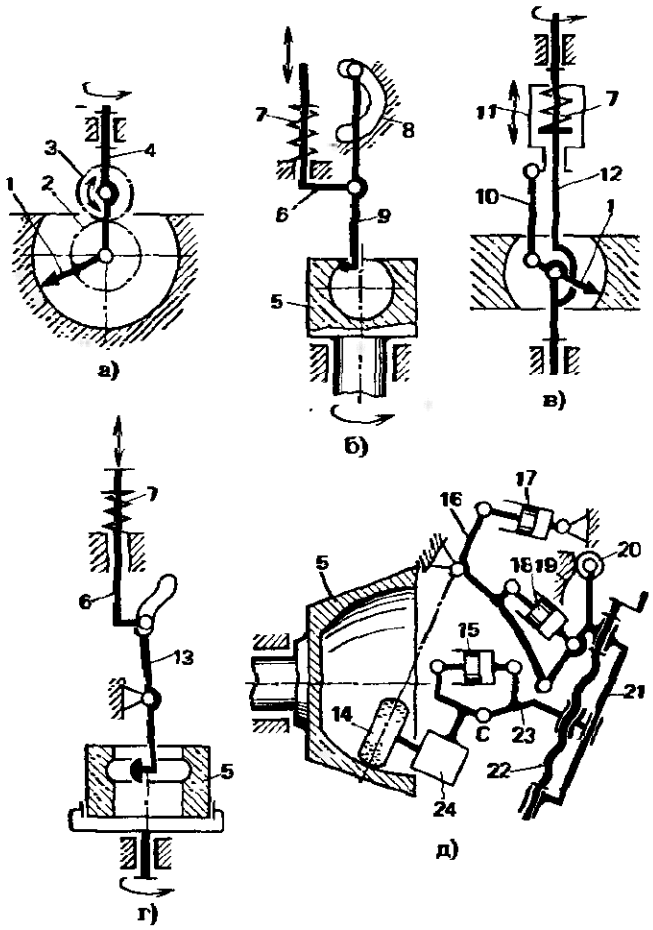


ВНУТРЕННИЕ ЗУБЬЯ – см. *Внутреннее зацепление.*

ВНУТРЕННИХ ФАСОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОБРАБОТКА – процесс формообразования внутренних сферических, горовых поверхностей или поверхностей вращения переменной кривизны.

В сх. *а* инструмент *1* вращается относительно центра воспроизводимой сферы, а оправка *4* вращается вокруг одной из осей сферы. Инструмент во вращение приводится через зубчатую пару *2–3*.

В сх. *б* вращается заготовка *5*, внутри которой образуют фасонную поверхность инструментом *9*. Инструмент шарнирно соединен с ползуном *6* и взаимодействует с неподвижным кулачком *8*. При перемещении ползуна инструмент совершает сложное движение и его рабочая кромка описывает заданную кривую, которая является образующей поверхности вращения. Под действием пружины *7* осуществляется возвратное движение ползуна *6*.



Сх. *в* представляет разновидность сх. *а*. Здесь инструмент поворачивается при возвратно-поступательном движении ползуна *11*, который соединен с инструментом тягой *10*. Ползун установлен на вращающемся звене *12*.

В сх. *г* получают кольцевую канавку с профилем, соответствующим профилю инструмента. Подача инструмента осуществляется рычагом *13* с неподвижной опорой поворота и определяется профилем кулачка, закрепленного на рычаге. Движение рычагу задает ползун *6*.

В сх. *д* инструмент *14* – шливофальный круг приводится во вращение двигателем *24*, подводится и отводится от обрабатываемой поверхности гидроцилиндром *15*. Инструмент с двигателем в т. *С* шарнирно соединен с кареткой *23*, которая установлена на салазках *21*. Вращением винта *22* перемещают каретку и тем самым обеспечивают получение определенного начального положения инструмента.

Салазки *21* шарнирно закреплены на рычаге *16*. Перемещение рычага *16* при помощи гидроцилиндра *17* приводит к качательному движению салазок вместе с кареткой и инструментом. При этом салазки совершают также относительно рычага движение, соответствующее профилю неподвижного кулачка *19*, к которому при помощи гидроцилиндра *18* прижат ролик *20*, установленный на салазках.

Сх. *д* позволяет получать поверхность, имеющую образующую переменной кривизны.

ВНУТРЕННЯЯ РЕЗЬБА – см. *Резьба*.

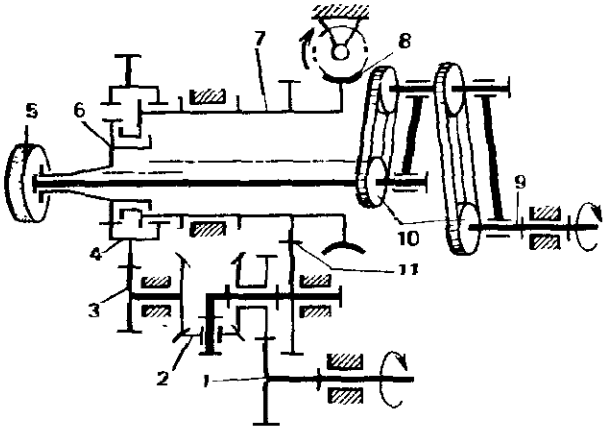
ВНУТРЕННЯЯ СИЛА – см. *Сила*.

ВНУТРИШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА М. – устр. для обеспечения вращения круга внутришлифовального станка, круговой подачи и радиального врезания.

Вращение круга *5* осуществляется от вала *9* через ременную передачу *10*. Ременная передача позволяет изменять межосевое расстояние между валом *9* и кругом *5*.

Круговая подача осуществляется благодаря вращению наружной гильзы *7*. Движение гильзе передается через червячную передачу *8*, а гильза *6* совершает движение вместе с гильзой *7* вследствие самоторможения между ними.

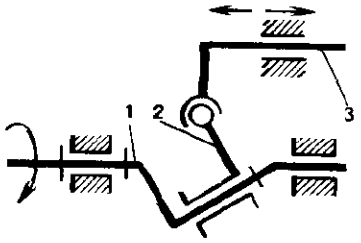
Для обеспечения радиального врезания внутреннюю гильзу *6* проворачивают относительно наружной гильзы *7*, из-за чего изменяется эксцентриситет оси круга относительно оси наружной гильзы. Проворачивают гильзу вращением колеса *1*. Вращение передается через дифференциал *2* и колесо *3* колесу *4* и далее зубчатому венцу внутренней гильзы *6*. Одно из центральных колес дифференциала связано с ведущим колесом *1*,



а другое – с колесом *3*. Водило дифференциала связано через зубчатую пару *11* с наружной гильзой *7*. Оно служит как бы опорным звеном, относительно которого проворачивается гильза *6* (см. также *Относительного поворота м.*).

ВОДИЛО – см. *Планетарная зубчатая передача.*

ВОЗВРАТНО - ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ М. – устр. для получения поступательного прямолинейного движения, меняющего направление в процессе одного цикла.



В. представляет собой, в частности, пространственный четырехзвенный кривошипно-ползунный м. Кривошип *1* имеет наклонную по отношению к его оси вращения шейку, сопряженную с шатуном *2*. Шатун *2* соединен с ползуном *3* посредством сферического шарнира. Поступательная кинематическая пара «звено *3* – стойка» допускает также вращательное движение.

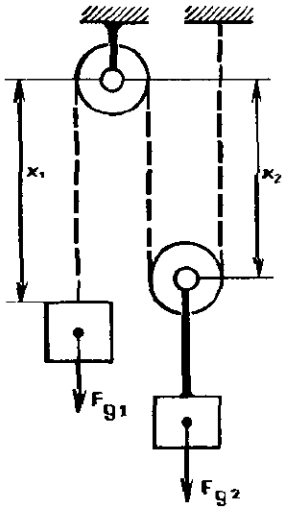
К В. относятся также кривошипно-ползунные м. других видов, кулачковые, винтовые, реечные и др. м. отдельных разновидностей.

ВОЗМОЖНАЯ РАБОТА (ВИРТУАЛЬНАЯ РАБОТА) – работа силы на возможном перемещении ее приложения.

ВОЗМОЖНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТОЧКИ (ВИРТУАЛЬНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ТОЧКИ) – любое допускаемое наложенными связями элементарное перемещение материальной т. из положения, занимаемого ею в данный момент времени, выражаемое изохронной вариацией радиус-вектора этой т. (определение относится к случаю голономных связей).

ВОЗМОЖНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ СИСТЕМЫ (ВИРТУАЛЬНОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ СИСТЕМЫ) – любая совокупность возможных перемещений т. данной механической системы, допускаемая всеми наложенными на нее связями.

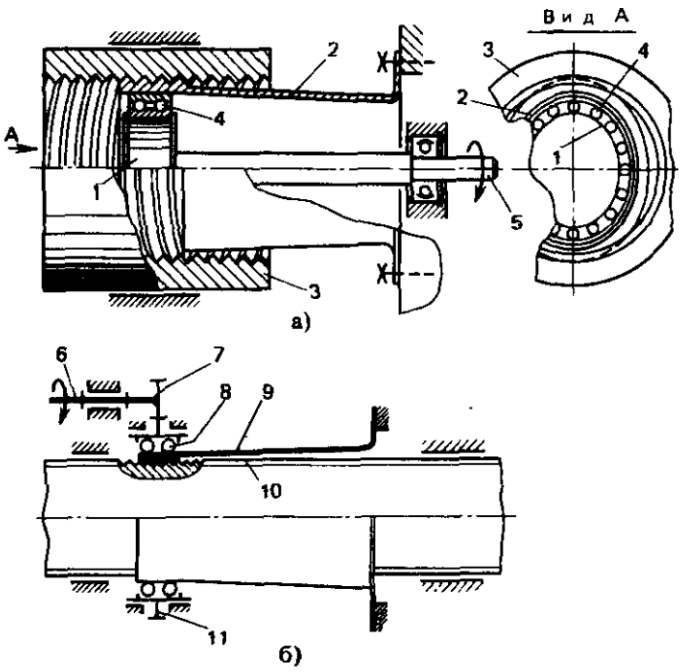
ВОЗМОЖНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИНЦИП (ВИРТУАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИНЦИП) – положение, характеризующее условие равновесия системы материальных точек: «для равновесия системы (механизма) с идеальными и голономными связями необходимо и достаточно равенство нулю возможной (виртуальной) работы всех активных сил на возможных (виртуальных) перемещениях». В. позволяет решать задачи силового анализа различных устр. Например, для равновесия на ск. без учета трения и веса нити необходимо, чтобы $F_{g1}\delta x_1 + F_{g2}\delta x_2 = 0$, где δx_1 и δx_2 – виртуальные перемещения, определяемые из условия нерастяжимости нити $x_1 + 2x_2 = \text{const}$, откуда



$\delta x_1 + 2\delta x_2 = 0$ или $\delta x_1 = -2\delta x_2$. В соответствии с этим из условия равновесия $F_{g1} = \dfrac{F_{g2}}{2}$.

ВОЛНОВАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА – м., содержащий винтовую пару, у которой гайка или винт представляет собой гибкое звено, а преобразование движения осуществляется за счет его деформирования.

На ск. *а* жесткое звено – гайка *3* имеет цилиндрическое отверстие с резьбой, а гибкое звено – винт *2* представляет собой гибкую оболочку с резьбой на наружной поверхности. Гибкое звено имеет средний диаметр резьбы меньший



примерно на две высоты профиля резьбы, чем средний диаметр резьбы жесткого звена. Резьба гибкого звена вводится во взаимодействие с резьбой жесткого звена путем деформирования гибкого звена генератором волн (волнообразователем). Обычно его выполняют в виде кулачка *1* и гибкого подшипника *4*, надетого на кулачок. Для симметрии нагружения звеньев В. выполняют с двумя противолежащими зонами контакта. Такую передачу наз. двухволновой.

Ведущим обычно является генератор волн – на сх. *а* он соединен с ведущим валом *5*. Генератор волн, вращаясь, перемещает зоны контакта резьб по окружности, и за счет различия параметров резьб осуществляется преобразование движения. В данном примере гибкое звено *2* неподвижно и относительно него перемещается жесткое звено.

Возможны два варианта сочетания параметров резьб и соответственно два вида преобразования движения.

В так называемой волновой винтовой передаче трением выполняется условие равенства числа заходов резьб гибкого и жесткого звеньев, а также имеет место равенство шагов и одно и то же направление резьб. Углы подъема резьб звеньев в недеформированном состоянии не одинаковы, длины винтовых витков разные.

При вращении генератора волн жесткое звено поворачивается за счет разности длин винтовых линий, по которым осуществляется контакт, на угол γ, соответствующий этой разности, и перемещается вдоль оси на величину $\frac{\gamma S}{2\pi}$ один оборот генератора волн, где S – ход резьбы. Обычно $\gamma = \left(\frac{1}{40} \div \frac{1}{150}\right)\pi$, поэтому поступательное перемещение очень мало.

В другом варианте, когда разность чисел заходов резьб кратна числу волн, а направления винтовых линий могут не совпадать, происходит передача движения за счет перекатывания профилей, как в зубчатом зацеплении, и за счет разности длин винтовых линий, как в рассмотренном выше варианте. Оба движения суммируются с учетом направления.

Поступательное перемещение, обусловленное только обкатыванием профилей, для двухволновой передачи за один оборот генератора волн равно двум шагам при разности чисел заходов, равной двум.

Одно из звеньев может иметь вместо винтовой нарезки кольцевые канавки. В этом случае обычно другое звено имеет двухзаходную резьбу и за один оборот генератора волн жесткое звено переместится поступательно относительно гибкого звена на два шага, но дополнительного перемещения, обусловленного трением, не будет.

На сх. *б* исполнение В., в котором гибкое звено – гайка *9* охватывает жесткое звено – винт *10*. Винт при этом может иметь большую длину. Генератор волн *8* охватывает гибкое звено и приводится во вращение от ведущего вала *6* через зубчатую пару *7 – 11*.

В. обладает высоким КПД из-за малых перемещений трущихся поверхностей (в основном только радиальные перемещения). Она позволяет получать перемещения в широком диапазоне, обладает высокой точностью и высокой жесткостью. Ее применяют в м. подачи станков и в манипуляторах. Особенно эф-

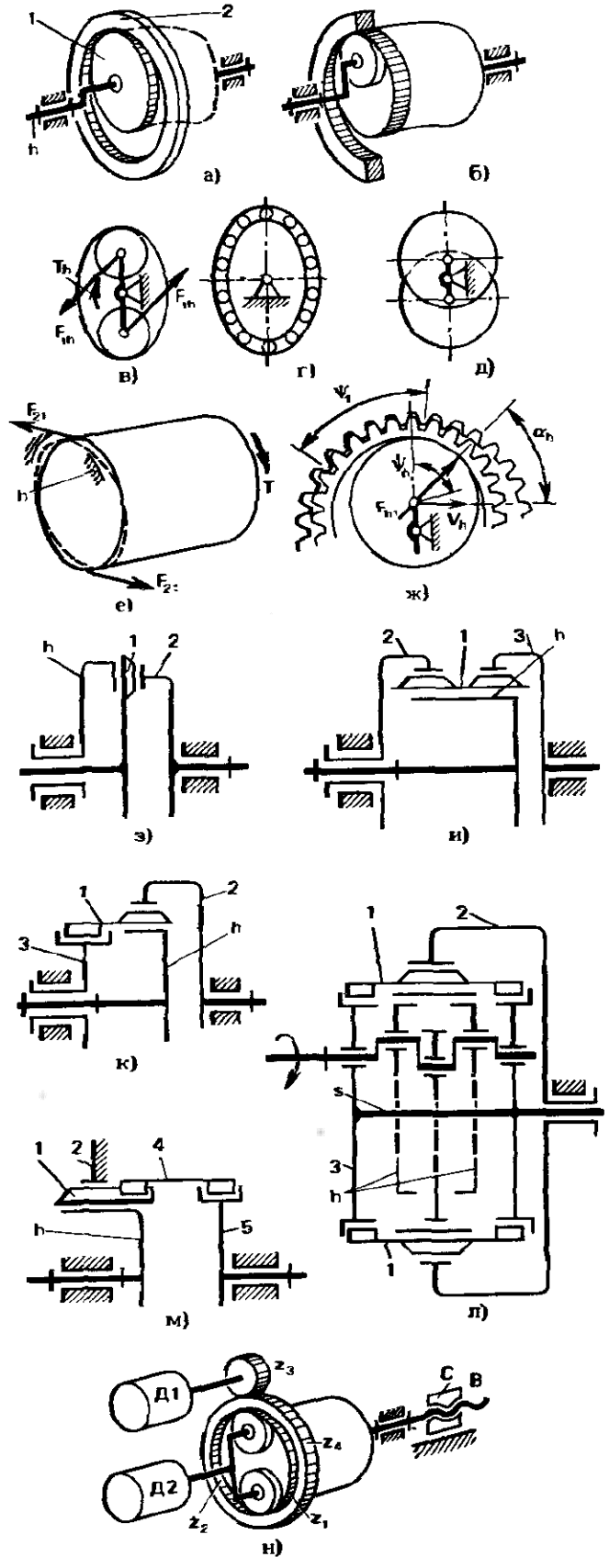
фективно ее применение в передачах через непроницаемую стенку (см. *Герметичный поступательный привод*).

ВОЛНОВАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – м., содержащий зацепляющиеся между собой гибкое и жесткое зубчатые колеса и обеспечивающий передачу и преобразование движения благодаря деформированию гибкого колеса.

В. может быть представлена как конструктивная разновидность планетарной передачи с внутренним зацеплением, характерной особенностью которой является использование сателлита, деформируемого в процессе передачи движения.

Образование В. иллюстрируют на примере планетарной передачи (сх. *а*). При входном звене h эта передача позволяет получать большие передаточные отношения. При остановленном водиле h $\frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_2 - \omega_h} = \frac{z_2}{z_1}$, где ω_1, ω_2, ω_h – угловые скорости взаимодействующих колес *1* и *2* и водила h; z_1, z_2 – числа зубьев соответственно колес *1* и *2*.

Из этого уравнения при $\omega_2 = 0$ и водиле – входном звене $\frac{\omega_h}{\omega_1} = \frac{1}{1 - z_2/z_1}$. При малой разности $z_2 - z_1$ получается большое передаточное отношение. Например, при $z_1 = 100$, $z_2 = 101$ $\omega_h/\omega_1 = -100$. Если выполнить указанное устр. заодно с сателлитом в виде тонкостенной гибкой оболочки, как показано на сх. *б*, то получится В. Гибкость оболочки позволяет обеспечивать передачу движения с сателлита на ведомый вал и приспосабливаться к взаимодействию с жестким звеном при использовании зубьев с малыми углами давления. Гибкость оболочки позволяет также иметь две зоны зацепления (сх. *в*). В этом случае обеспечивается симметрия нагружения генератора волн. Он нагружен со стороны вала моментом $\overline{T}_h$, а со стороны гибкого колеса – силами $\overline{F}_{1h}$, которые образуют пару сил, уравновешивающую момент $\overline{T}_h$. Водило с роликами или иное устройство, обеспечивающее деформацию гибкого колеса, называют генератором волн (реже – волнообразователем). Для того чтобы задать гибкому колесу определенную начальную форму, генератор волн выполняют в виде симметричного кулачка специального профиля (сх. *г*). Такой генератор называют кулачковым. На кулачок надевают специальный гибкий подшипник, чтобы уменьшить трение между гибким колесом и генератором волн.



Роликовый генератор волн (сх. *в*) может быть преобразован в дисковый генератор волн (сх. *д*) при значительном увеличении диаметров роликов и расположении роликов (дисков) в параллельных плоскостях. Такое исполнение применяют в высоконагруженных передачах.

Независимо от конструкции генератора волн гибкое колесо при его нагружении изменяет свою начальную форму (сх. *е*). Это происходит из-за наличия зазоров и упругости элементов, взаимодействующих с гибким колесом. Если свободно расположенное гибкое колесо нагрузить с одного торца моментом $\bar{T}$, а с другого торца – силами $\bar{F}_{21}$ (силами в зацеплении зубчатых колес), то при закручивании оно на переднем торце будет выпучиваться в сторону действия сил (на сх. *е* показано пунктиром). Такое изменение формы колеса *1* ограничено с внешней стороны жестким колесом *2*, а с внутренней стороны – генератором волн *h*. Гибкое колесо стремится при этом принять форму жесткого колеса на участке ψ_1 и форму генератора волн на участке ψ_h (сх. *ж*). С увеличением момента, закручивающего гибкое колесо, указанные зоны увеличиваются. В соответствии с этим увеличивается число пар зубьев в зацеплении и уменьшается угол давления α_h в генераторе волн (угол между вектором силы $\bar{F}_{h1}$ и вектором скорости $\bar{v}_h$). Благодаря многопарности зацепления (нагрузку могут передавать до 50% всех пар зубьев) нагрузочная способность волновой передачи выше, чем планетарной, представленной на сх. *а*. КПД волновой передачи выше, чем у передачи на сх. *а*, так как в зацеплении зубья почти не перемещаются при прилегании гибкого колеса к жесткому, а в генераторе волн угол α_h меньше соответствующего угла давления в передаче с жесткими звеньями. При этом потери в зацеплении намного меньше, чем потери в генераторе волн, так как перемещения в зацеплении несоизмеримо малы по сравнению с перемещениями в генераторе волн при суммарном силовом воздействии одного порядка.

В. позволяет получать передаточные отношения 80 – 400 при стальных гибких колесах.

По сравнению с планетарной передачей по сх. *а* В. характеризуется малыми габаритами и массой при одинаковой несущей способности. При передаточных отношениях 100 – 400 КПД В. достигает 0,8 – 0,9. При определенных параметрах В. может работать в режиме мультипликатора.

Кроме сх. *в*, *г* известны и другие сх. В. (сх. *з* – *к*). На сх. *з* – гибкое колесо *1* в виде диафрагмы. Такую В. называют торцовой. В сх. *и* гибкое колесо короткое и имеет два зубчатых венца, взаимодействующих с колесами *2* и *3*. У В. на этой сх. передаточное отношение такое же, как у планетарной передачи (см. *Планетарная зубчатая передача* – сх. *в*), а КПД низкий. На сх. *к* одно из жестких колес имеет внешние зубья, а гибкое колесо имеет венец с внутренними и венец с внешними зубьями. При одной и той же деформации гибкого колеса сх. *к* позволяет получать примерно в 2 раза меньшее передаточное отношение, чем сх. *б*.

Компонуют В. по сх. *к* обычно так, чтобы гибкое колесо располагалось симметрично относительно генератора волн *h* (сх. *л*). Для этой цели генератор волн должен обеспечивать возможность расположения жесткой связи *s* между раздвоенными элементами колеса *3*.

Конструктивно гибкое колесо целесообразно выполнять по сх. *м* в виде кольца, соединенного с выходным звеном *5* посредством тонкой гибкой зубчатой муфты *4*.

В. позволяет также суммировать и разделять движения, т. е. может быть использована в качестве дифференциала. На сх. *н* показана В., установленная в двухдвигательном приводе суппорта станка *С*. Вращение от двигателя *Д1* передается через зубчатые пары $z_3 - z_4$ и $z_2 - z_1$ на винт *В*. При невращающемся двигателе *Д2* $i_1 = \frac{\omega_{д1}}{\omega_{в1}} = -\frac{z_4 z_1}{z_3 z_2}$, где $\omega_{д1}$ и $\omega_{в1}$ – угловые скорости соответ-

ственно вала двигателя *Д1* и винта *В* при включенном двигателе *Д1*. При невращающемся двигателе *Д1* и включенном двигателе *Д2* в передаче движения участвует только волновая передача с передаточным отношением $i_2 = \frac{\omega_{Д2}}{\omega_{B2}} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}$, где $\omega_{Д2}$ и ω_{B2} – угловые скорости соответственно вала двигателя *Д2* и винта *В* при включенном двигателе *Д2*. В первом случае малое передаточное отношение, а во втором – большое. При одновременно включенных двигателях угловые скорости ω_{B1} и ω_{B2} суммируются. Можно получить при этом две угловые скорости винта при вращении роторов двигателя в одном и разных направлениях:

$$\omega_B = \omega_{B1} + \omega_{B2},$$

$$\omega_B = \omega_{B1} - \omega_{B2}.$$

ВОЛНОВАЯ МУФТА – см. *Герметичный вращательный привод.*

ВОЛНОВАЯ РЕЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Кулачково-реечная передача.*

ВОЛНОВАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА – м., содержащий фрикционную пару в виде контактирующих между собой гибкого и жесткого звеньев и обеспечивающий передачу и преобразование движения путем деформирования гибкого звена.

В. содержит жесткое колесо *b*, гибкое колесо *g* и генератор волн (волнообразователь) *h*.

Гибкое колесо контактирует с жестким колесом обычно в двух противоположных зонах. Прижимаются колеса друг к другу в этих зонах генератором волн. При вращении генератора волн эти зоны перемещаются относительно жесткого колеса. Длина дорожки взаимодействия гибкого колеса (на сх. *а* сечение справа) несколько меньше длины дорожки жесткого колеса. За каждый оборот генератора волн гибкое колесо поворачивается относительно жесткого колеса на угол, соответствующий разности длин этих дорожек и относительному скольжению звеньев.

При неподвижном генераторе волн передаточное отношение можно определить из соотношения

$$\frac{\omega_g - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{l_b}{l_g}\zeta,$$

где ω_g, ω_b, ω_h – угловые скорости соответственно звеньев *g*, *b*, *h*; l_b, l_g – длины дорожек соответственно звеньев *b* и *g*; ζ – коэффициент относительного скольжения.

При ведущем генераторе волн и неподвижном жестком колесе

$$i_{hg}^{(b)} = \frac{\omega_h}{\omega_g} = \frac{l_g}{l_g - l_b\zeta}.$$

Может быть получено передаточное отношение В. 10 – 10000.

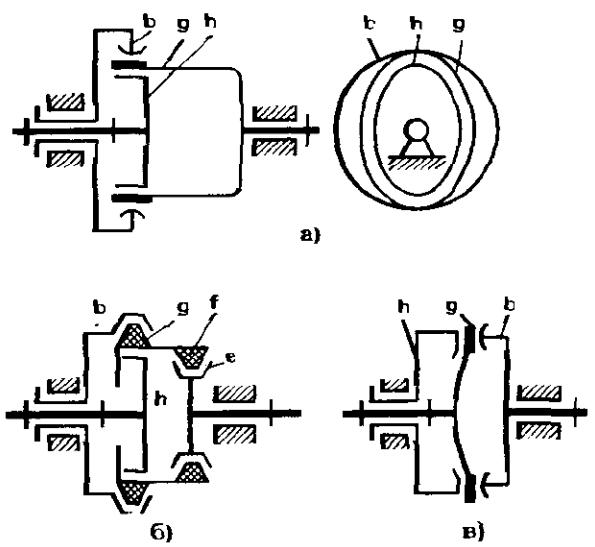
В сх. *б* гибкое звено имеет две дорожки *g* и *f*, взаимодействующие соответственно с двумя жесткими колесами *b* и *e*. При этом

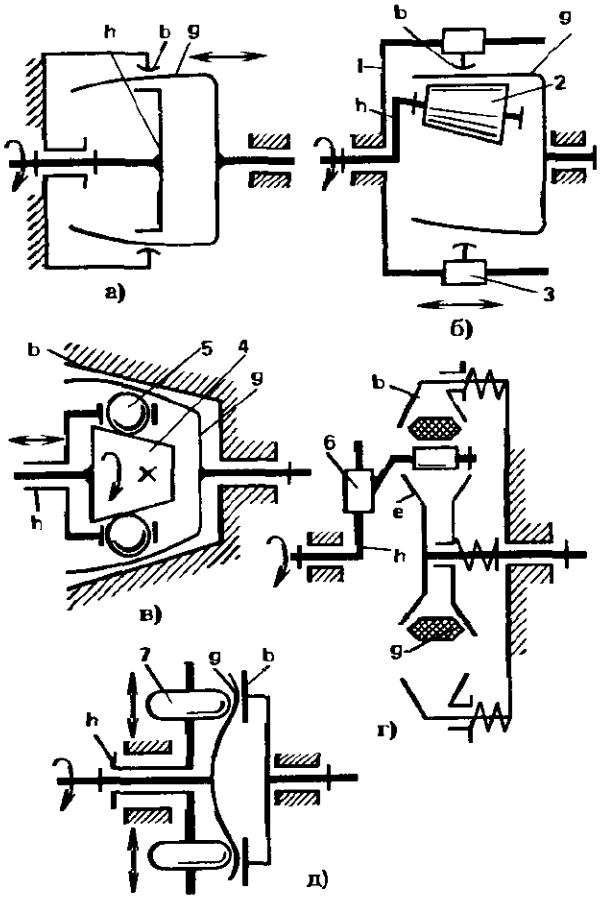
$$i_{he}^{(g)} = \frac{\omega_h}{\omega_e} = \frac{l_g l_e}{l_g l_e - l_b l_f \zeta},$$

где индексы при *i*, ω и *l* означают соответствующие звенья.

На сх. *в* – торцовая В. Гибкое колесо *g* выполнено в виде диска, а генератор волн *h* – в виде цилиндрического кулачка, выступы которого прижимают гибкое колесо *g* к жесткому *b*.

ВОЛНОВОЙ ФРИКЦИОННЫЙ ВАРИАТОР – волновая фрикционная передача с передаточным отношением, регулируемым путем изменения разности





длин дорожек взаимодействия гибкого и жесткого звеньев.

В сх. *а* регулирование осуществляют осевым перемещением гибкого конусного колеса *g* относительно генератора волн *h* и жесткого колеса *b*.

В сх. *б* гибкое колесо конусное, а ролик *2* генератора волн ориентирует образующую гибкого колеса параллельно оси В. Перемещают в осевом направлении только жесткое колесо, соединенное со стойкой *1* поступательной парой *3*.

В сх. *в* жесткое колесо *b* – в виде конуса с внутренней рабочей поверхностью. Между конусом *4* генератора волн и жестким колесом установлено конусное гибкое колесо *g*, поджимаемое к жесткому колесу шарами *5*. Шары *5* перемещаются вдоль образующей конуса *4*, при этом взаимодействуют участки жесткого и гибкого звеньев, но с разной длиной дорожек взаимодействия. Кроме того, изменяется соотношение диаметров дорожек качения шаров и соответственно изменяется угловая скорость генератора волн *h* при ведущем конусе *4*. Ведущим звеном может быть также генератор волн *h*. При этом конус *4* должен быть зафиксирован в осевом направлении и свободно вращаться.

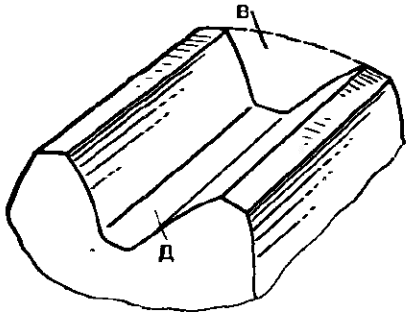
В сх. *г* гибкое звено *g* – в виде клинового ремня, а жесткие звенья *b* и *e* – в виде раздвижных шкивов. Гибкое колесо поджимают к жесткому колесу звеном *6*, расположенным на генераторе волн и перемещаемым в радиальном направлении. При этом конусы шкивов раздвигаются тем больше, чем дальше от оси вращения перемещают звено *6*, и соответственно изменяются длины дорожек взаимодействия звеньев *g*, *b* и *g*, *e*.

В сх. *д* гибкое и жесткое колеса – в виде дисков. Ролики *7* генератора волн поджимают гибкое колесо к жесткому. При радиальном перемещении роликов *7* изменяется передаточное отношение м.

ВОЛНООБРАЗОВАТЕЛЬ – см. *Волновая зубчатая передача.*

ВОСПРИНИМАЕМОЕ СМЕЩЕНИЕ – см. *Смещение исходного контура.*

ВПАДИНА – пространство между двумя боковыми поверхностями зубьев, ограниченное поверхностью вершин. На сх. впадина – *В*, поверхность, ограничивающая впадину со стороны тела колеса – дно впадины *Д*.



ВРАЩАТЕЛЬНАЯ ПАРА – одноподвижная пара, допускающая вращательное движение одного звена относительно другого [см. *Кинематическая пара (пара)*].

ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА – движение тела, при котором все т., лежащие на некоторой прямой, неизменно связанной с телом, остаются неподвижными в рас-

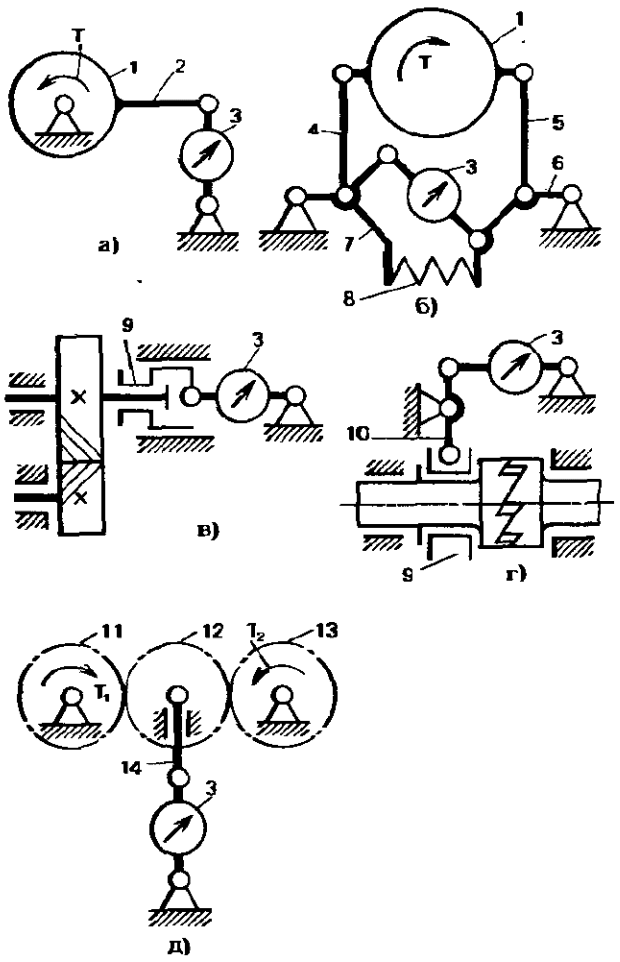
сматриваемой системе отсчета. Эту прямую наз. осью вращения.

Перемещение вращающегося тела из одного положения в другое наз. поворотом. Положение тела при В. определяется углом поворота φ, равным углу между двумя последовательными положениями полуплоскости, неизменно связанной с телом и проходящей через его ось вращения.

ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА ИЗМЕРЕНИЕ – определение вращающего момента путем измерения деформаций звеньев.

Обычно вращающий момент определяют из условия равновесия м., измеряя реакции звеньев, соединенных со стойкой. В сх. *а* звено *1*, нагруженное моментом $\bar{T}$ (например, корпус редуктора или двигателя), устанавливают на стойке так, чтобы оно могло поворачиваться, а рычаг *2* соединяют со стойкой посредством динамометра *3*. Измеряя окружную силу и зная плечо ее приложения, вычисляют момент T.

Чтобы исключить реакцию в опоре, корпус *1* подвешивают на специальной системе (сх. *б*). Тяги *4* и *5* соединены с рычагами *7* и *6* соответственно, а рычаги замкнуты между собой динамометром *3*. Тяги воспринимают момент в виде пары сил. Вместе с рычагами они допускают самоустановку корпуса. Вес корпуса воспринимает пружина *8*. В соответствии с соотношением плеч рычагов и плеча воспринимаемой пары сил вычисляют вращающий момент T.



В сх. *в* измеряют осевую составляющую силы зацепления в косозубой передаче. Для этого опору *9* выполняют подвижной в осевом направлении и соединяют ее со стойкой через динамометр *3*. По осевой составляющей F_x вычисляют окружную составляющую F_t и момент T: $F_t = F_x/\mathrm{tg}\,\beta$; $T = F_t r_w$, где β – угол наклона зубьев; r_w – радиус начальной окружности колеса.

В сх. *г* измеряют осевую составляющую силы, действующей со стороны одной полумуфты на другую. Измерение производят так же, как и в сх. *в*, но подвижную опору соединяют с динамометром через рычаг *10*. Момент вычисляют с учетом плеч рычага *10* и угла профиля торцовых зубьев муфты.

В сх. *д* ось промежуточного зубчатого колеса *12*, зацепляющаяся с колесами *11* и *13*, установлена на ползуне *14*, а ползун соединен со стойкой динамометром *3*. Таким образом измеряют реакцию в опоре, которая равна сумме сил в зацеплениях зубчатых пар или удвоенной окружной силе в зацеплении. По результатам измерения вычисляют моменты T_1 и T_2, умножая окружную силу на радиус начальной окружности соответствующего колеса.

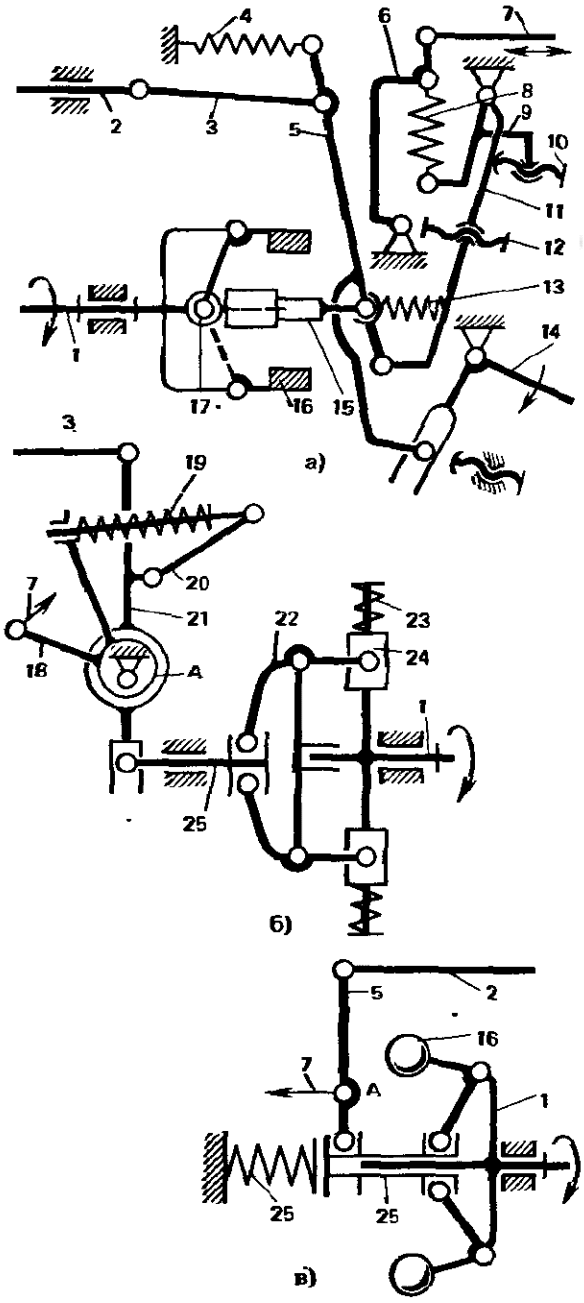
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ – мера внешнего силового воздействия на вращающееся тело, изменяющего угловую скорость. В. представляют в виде вектора, совпадающего по направлению с вектором углового ускорения тела. В. обозначают $\bar{T}$ и измеряют в Н·м.

ВСЕРЕЖИМНЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ РЕГУЛЯТОР – устр., обеспечивающее регулирование частоты вращения вала двигателя внутреннего сгора-

ния во всех диапазонах ее изменения, задаваемых вручную.

Вал *1* приводится от вала двигателя. Грузы *16* (сх. *а*) под действием центробежных сил расходятся и посредством роликов *17* перемещают ползун *15* в осевом направлении. Движение от ползуна *15* через рычаг *5* и тягу *3* передается звену *2* управления подачей топлива, например рейке, поворачивающей плунжеры топливного насоса.

Диапазон регулирования задается вручную перемещением тяги *7*. Движение от нее через рычаг *6*, пружину *8*, рычаги *9*, *11* и пружину *13* передается коромыслу *5*. Положение коромысла *5* определяется совместным воздействием тяги *7* через упругие звенья *8* и *13*, ползуна *15* центробежного регулятора и пружины *4*. Относительное перемещение звеньев ограничивается винтами *10* и *12*. Выключение подачи топлива обеспечивается перемещением опоры коромысла *5* в крайнее положение посредством рычага *14*.



В сх. *б* грузы *24* центробежного регулятора, поджатые пружинами *23*, перемещаются в радиальном направлении при вращении вала *1* и через рычаги *22* воздействуют на ползун *25*.

Ползун *25* поворачивает коромысло *21*, перемещая ползун *3* — рейку топливного насоса. Диапазон регулирования задается вручную перемещением опоры *А* коромысла *21* с помощью рычага *18* с эксцентриком и упругого воздействия тяги *7* через рычаг *18*, пружину *19* и тягу *20* на коромысло *21*.

В сх. *в* ползун *25*, перемещаемый в осевом направлении за счет сил инерции грузов *16*, поджат пружиной *26*. Перемещением тяги *7* задают положение опоры *А* коромысла *5*. Центробежный регулятор поворачивает коромысло относительно заданного положения опоры, воздействуя на звено *2* управления топливным насосом.

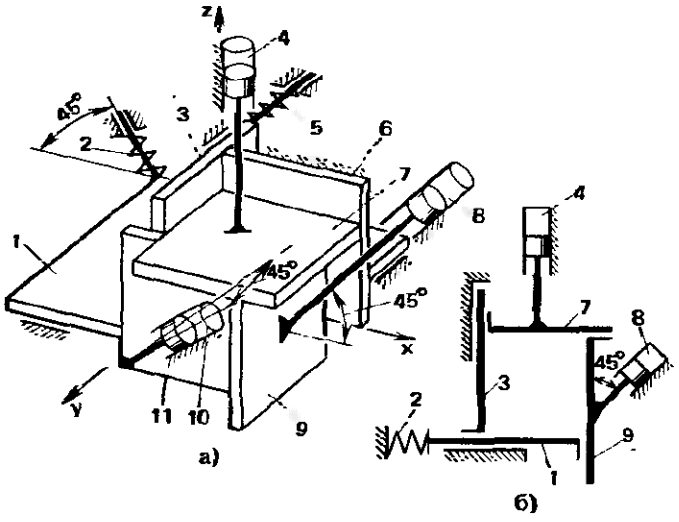
Используемые в сх. *а*, *б*, *в* механизмы обладают двумя степенями свободы. Определенное положение звеньев задается перемещением тяги *7* ручного управления и ползуна центробежного регулятора. Равновесное состояние м. достигается благодаря воздействию на звенья сил инерции вращающихся грузов и сопротивления пружин.

ВСЕСТОРОННЕГО СЖАТИЯ М. — устр. для испытания материалов в виде коробки кубической формы, стенки которой выполнены с возможностью относительного сближения.

На сх. *а* общий вид м., на сх. *б* сечение плоскостью, параллельной плоскости *xz*.

Стенки коробки *1*, *3*, *6*, *7*, *9*, *11* (сх. *а*) соединены со стойкой поступательными парами, предопределяющими их относительное перемещение.

Стенка *6* коробки неподвижна, а стенки *1* и *3* установлены с возможностью



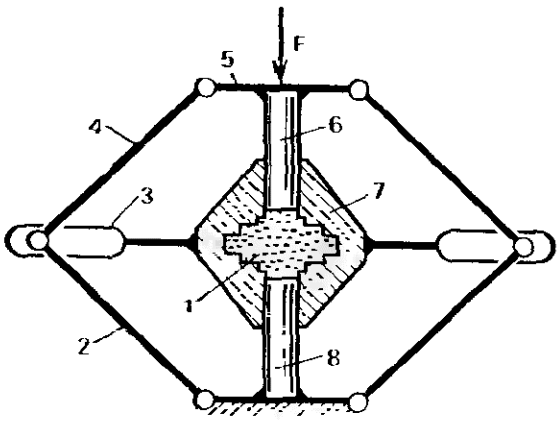
перемещения в плоскости их установки. Плоскости стенок *6*, *1*, *3* образуют прямой угол *xyz*. Стенка *3* может перемещаться вдоль оси *y*, а стенка *1* может перемещаться в плоскости *xy* вдоль биссектрисы угла между осями *x* и *y*. Стенку *7* перемещают поступательно вдоль оси *z* гидроцилиндром *4*. Стенку *9* перемещают поступательно гидроцилиндром *8* в направлении под углом 45° к оси *x* в плоскости, параллельной *xy*.

Стенку *11* перемещают поступательно гидроцилиндром *10* в направлении под углом 45° к осям *x*, *y*, *z*.

Все стенки перемещают одновременно таким образом, чтобы сохранялся контакт их торцов со смежными стенками (см. сх. *б*). Силовое замыкание осуществляется пружинами *2* и *5*.

ВСТРЕЧНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПУАНСОНОВ М. (металлург.) — устр., обеспечивающее встречное синхронное перемещение пуансонов относительно разъемной матрицы в штамповочном прессе.

Штампуемый материал *1* заложен в разъемной матрице *7*. С двух сторон в матрицу введены пуансоны *6* и *8*. На матрице закреплены направляющие *3*, которые опираются на оси шарниров пар звеньев *2* и *4*, соединяющих подвижную плиту *5* и основание.



При нажатии на плиту *5* в направлении *F* пуансоны движутся навстречу друг другу. Синхронность движения обеспечивается симметрией м.

ВХОД СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ — часть системы управления машины, на которую подается воздействие извне.

ВХОДНОЕ ЗВЕНО — звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. В. соединено с двигателем либо с выходным звеном другого м.

ВХОДНОЙ СИГНАЛ — сигнал, подаваемый на вход системы управления машины.

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА М. — независимые между собой постоянные параметры м., установленные проектным заданием.

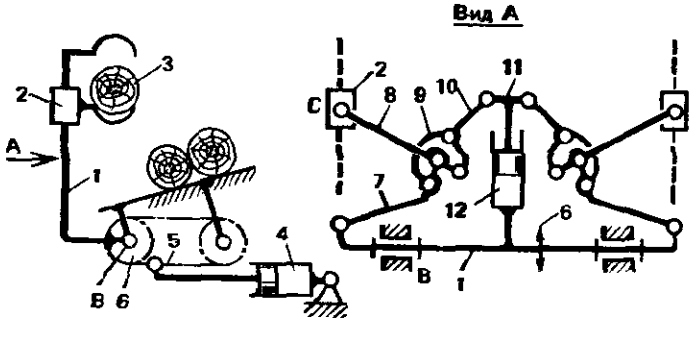
ВЫБЕГ МАШИНЫ — период остановки, неустановившееся движение (по инерции) после выключения двигателя за счет кинетической энергии движущихся частей.

ВЫБОР РАЗМЕРОВ КУЛАЧКА — см. *Кулачка выбор размеров.*

ВЫГРУЗКИ БРЕВЕН М. — устр. для захвата бревен на платформе, их подъема, перемещения и опускания.

Бревно *3* захватывается на платформе и поднимается звеном *2* до зажатия его между звеньями *1* и *2*. Звено *2* выполнено в виде тележки, боковые перемещения которой не ограничены направляющей *1* (см. вид *А*).

Подъем и опускание тележек *2* осуществляется гидроцилиндром *12*, кото-



рый соединен с т. *C* через приближенно прямолинейный направляющий м. IV класса (звенья *7*, *8*, *9* и *10* образуют замкнутый четырехугольный контур). М. позволяет при малом ходе штока *11* гидроцилиндра *12* иметь большое перемещение т. *C*.

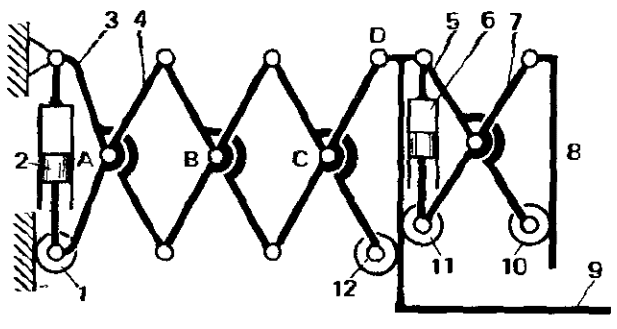
Звено *1* вместе с м. подъема бревен поворачивают вокруг т. *B* при помощи гидроцилиндра *4*, который сообщает движение цепи *5* цепной передачи и соответственно звездочке *6*, жестко соединенной со звеном *1*.

ВЫДВИЖНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПОГРУЗЧИКА – исполнительное устр. погрузчика в виде поступательно-направляющего м. для горизонтального перемещения грузов.

Поступательно-направляющий м. составлен из нескольких последовательно соединенных пантографов, приводимых в движение гидроцилиндром *2*. При перемещении ролика *1* вверх поворачиваются рычаги *4*, *3*, а шарниры *A*, *B*, *C* перемещаются вправо, одновременно удаляясь друг от друга. Грузовая площадка *9*, соединенная шарнирно в т. *D* с выходным звеном направляющего м. и опирающаяся на ролик *12*, выдвигается при этом вправо.

На площадке *9* установлен сталкиватель грузов *8*. Он приводится в движение гидроцилиндром *6* через шарнирно соединенные рычаги *5* и *7*. Ролики *10* и *11* так же, как и ролики *1* и *12*, выполняют роль ползунов, воспринимающих горизонтальные составляющие нагрузки.

Постоянное прижатие роликов к поверхности их качения осуществляется

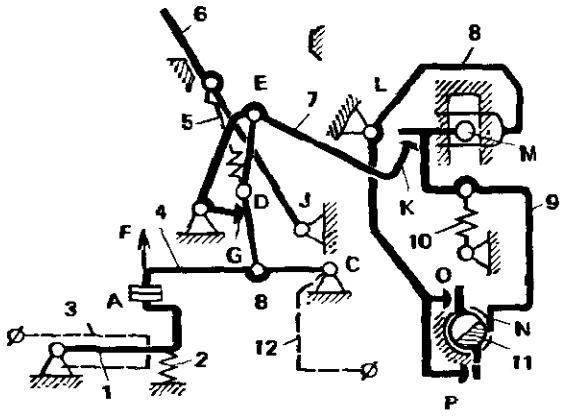


под действием момента от веса звеньев м. и грузовой площадки.

ВЫКЛЮЧАТЕЛЬ АВТОМАТИЧЕСКИЙ – устр. для управляемого и аварийного автоматического размыкания контактов электрической цепи.

В. имеет коромысла *1* и *4*, подсоединенные к электропроводам *3* и *12* соответственно. Коромысла контактируют в т. *A*. Коромысло *1* поджато пружиной *2*. Коромысло *4* удерживается во включенном состоянии распорными звеньями *BD* и *DE* и рычагом *7*. Рычаг *7* удерживается от поворота защелкой *9*. Шарнир *D* распорных звеньев и рукоятка *6* удерживаются в крайнем левом положении пружиной *5*. Упор *G* ограничивает перемещение распорных звеньев влево.

Защелка *9* управляется кулачком *11*. Ее вертикальное положение определяется рычагом *8*, также управляемым кулачком *11*.



При протекании тока, превышающего установленную величину, возникает электродинамическое воздействие в т. *A* в направлении $\bar{F}$. Коромысло *4* воздействует на звенья *BD*, *DE*, те, в свою очередь, на рычаг *7*, который стремится повернуться против часовой стрелки и упором *K* перемещает защелку *9*, преодолевая сопротивление пружины *10*. При этом упор *M* поворачивает рычаг *8* вокруг т. *L*, а упор *O* поворачивает кулачок по часовой стрелке до положения, при котором т. *N* защелки свободно перемещается влево и защелка освобождает рычаг *7*. Под действием пружины *5* коромысло *4* отрывается от коромысла *1* и контакты в т. *A* размыкаются.

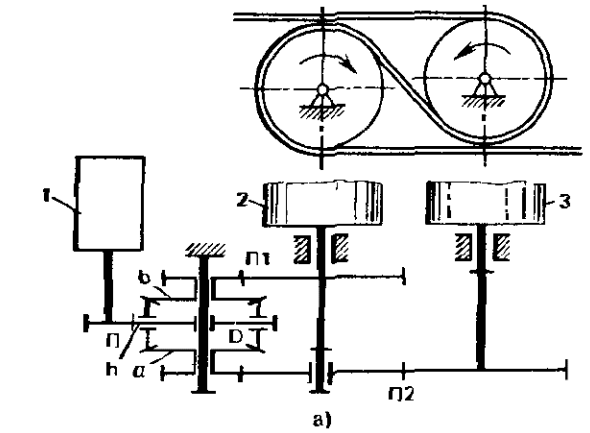
Кулачок *11* может перемещаться в осевом направлении. При этом контакт с рычагом *8* может осуществляться в т. *O*,

как рассмотрено выше, или в т. *P*. В последнем случае поворот рычага *8* приводит к блокировке положения защелки *9* кулачком *11*, что исключает автоматическое срабатывание В.

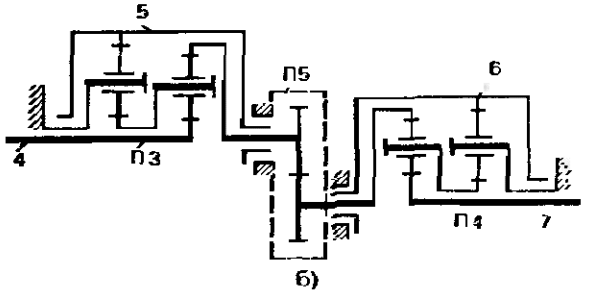
Управляемое включение и выключение В. осуществляют поворотом рукоятки *6* вокруг т. *J* между неподвижными упорами. Фиксированное положение рукоятки определяется пружиной *5*. При повороте рукоятки *6* по часовой стрелке ось пружины перемещается за линию *ED* и распорные звенья под действием пружины складываются и перемещают рычаг *4*. Контакты в т. *A* размыкаются. Включение устр. осуществляют поворотом рукоятки в положение, показанное на сх.

ВЫРАВНИВАНИЕ НАГРУЗКИ НА БАРАБАНАХ ЛЕБЕДОК И КОНВЕЙЕРОВ – конструктивный прием, обеспечивающий одинаковое усилие в канатах двухбарабанной лебедки или исключение циркуляции энергии и пробуксовки ленты в конвейере с двухбарабанным приводом.

В сх. *а* от двигателя *1* через передачу *П* приводится водило *h* дифференциала *D*. Моменты на звеньях *a* и *b* одинаковы. Через передачи *П1* и *П2* приводятся барабаны *2* и *3*. Дифференциал *D* в кинематической цепи обеспечивает равенство окружных усилий на барабанах, если их диаметры одинаковы,



а)



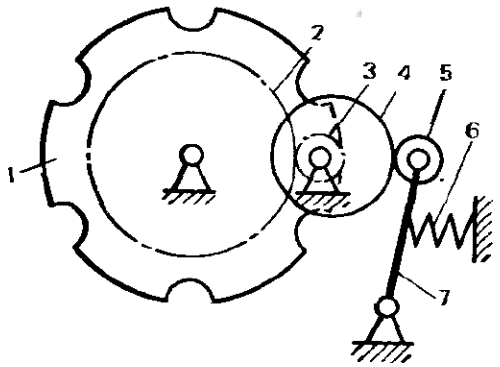
б)

а передаточные отношения передач *П1* и *П2* отличаются только знаком.

В сх. *б* при одинаковом направлении моментов на барабанах *5* и *6* равенство усилий достигается путем введения в цепь передачи *П5* с передаточным отношением, равным единице. Привод осуществлен от двух двигателей через планетарные передачи *П3* и *П4*. Эти передачи в совокупности с передачей *П5* образуют симметричный дифференциал, обеспечивающий равенство нагрузок на барабанах *5* и *6* и равенство вращающих моментов на валах двигателей *4* и *7*.

ВЫРАВНИВАНИЯ СКОРОСТИ ЦЕПИ М. – устр., уменьшающее неравномерность движения тяговой цепи конвейера.

Непостоянство передаточного отношения является свойством цепной передачи (см. *Цепная передача*), проявляемым особенно сильно при малых числах зубьев звездочек. Для уменьшения неравномерности движения, обусловленной этим свойством, используют зубчатые передачи с некруглыми колесами, кулачково-рычажные м., устанавливаемые в приводе ведущей звездочки и изменяющие ее закон движения.

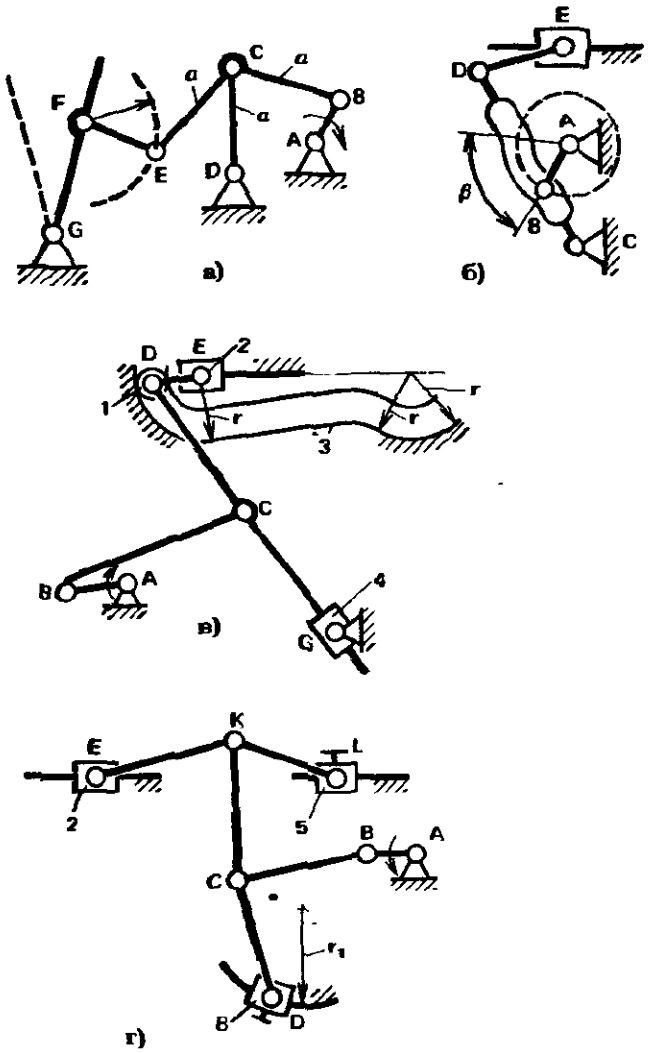


Применяют также устр. с переменным в процессе вращения моментом сопротивления. На сх. к звездочке *1* через зубчатую передачу *2*–*3* присоединен кулачковый м. Кулачок *4* установлен на валу шестерни *3*. К его поверхности пружиной *6* поджат ролик *5*, установленный на коромысле *7*. Передаточное отношение передачи *2* и *3* равно числу зубьев звездочки. В моменты, соответ-

ствующие наибольшей скорости цепи, пружина *б* сжимается и создается дополнительное сопротивление, вращение звездочки замедляется. Запасенная энергия отдается в моменты, соответствующие наименьшей скорости цепи.

ВЫСТОЙ – длительная остановка выходного звена при непрерывном движении входного звена.

В сх. *а* может быть получен приближенный В., т. е. характеризуемый в допустимых пределах незначительными перемещениями выходного звена. Для этой цели приближенный круговой направляющий кривошипно-коромысловый м. *ABCDE* соединен посредством звена *FE* с коромыслом *FG*. На определенном участке т. *E* описывает траекторию, близкую к дуге радиусом *FE*. Это приводит к тому, что т. *F* продолжительное время (около 1/2 цикла) практически остается неподвижной и соответственно неподвижным будет звено *FG*.



Чтобы это выполнялось, м. должен иметь следующие параметры: $AG = 2{,}36a$; $DG = 1{,}66a$; $FG = 0{,}80a$; $EF = 0{,}66a$; $AD = 0{,}76a$; $AB = 0{,}30a$; $\angle BCE = 114°$.

Аналогично могут быть получены м., приближенно и точно воспроизводящие В. Для этого присоединяют дополнительные звенья к приближенным или точным направляющим м. К прямолинейному направляющему м. присоединяют дополнительные звенья посредством поступательной пары.

Довольно просто осуществить В. в кулачковых м. и м. с криволинейной кулисой. Для этого достаточно, например, иметь участок профиля кулачка или кулисы постоянной кривизны.

В сх. *б* кулиса *DC* имеет участок профиля постоянной кривизны, соответствующий углу β поворота кривошипа *AB*. Ползун *E* имеет В. в левом крайнем положении.

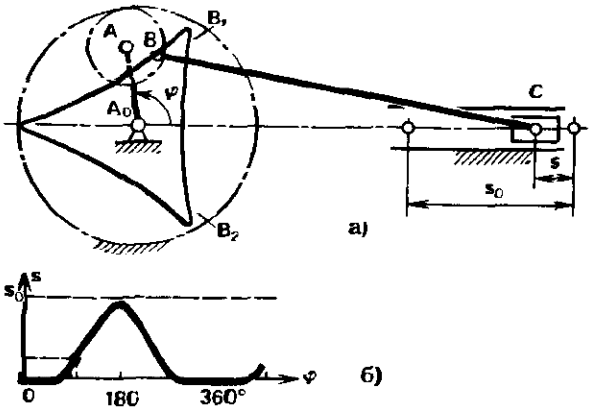
В сх. *в* м. с двумя точными В. в начале и в конце хода ползуна *2*. Для этой цели использован неподвижный кулачок *3* с двумя участками постоянной кривизны радиусом *r*. На этих участках ролик *1* обкатывается по дуге окружности, а звено *DE* поворачивается вокруг т. *E*, которая остается неподвижной. Движение т. *D* сообщается звеном *DC*, перемещаемым в кулисе *4*. Качательное движение звену *DC* сообщается через шатун *BC* от входного звена – кривошипа *AB*.

В сх. *г* м. с двумя приближенными В. в начале и конце хода ползуна *2*. К шарнирному четырехзвеннику, составленному из звеньев *AB*, *CB*, *CD* и стойки, присоединена структурная группа II класса (звенья *CK* и *KL*), к которой, в свою очередь, присоединена другая структурная группа II класса (шатун *KE* и ползун *2*). Входное звено – кривошип *AB*. При его вращении в одной из зон, когда т. т. *C*, *B* и *A* располагаются на одной прямой или вблизи от этого положения, звенья *CK* и *CD* также вытягиваются приближенно вдоль прямой линии. В этом положении ползун *2* занимает одно из крайних положений и обеспечивается один из В. Второй В. обеспечивается в другом положении, кот-

ла т. т. *C*, *B* и *A* примерно располагаются на одной прямой, а звенья *EK* и *KL* вытягиваются приближенно вдоль прямой линии. Параметры хода ползуна *2* и В. регулируют перемещением ползуна *5* вдоль прямолинейной направляющей и звена *6* — вдоль круговой направляющей радиусом r_1.

М. на сх. *в* и *г* применяют соответственно в полиграфических и швейных машинах.

ВЫСТОЙ В ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОМ М. — длительная остановка выходного звена при непрерывном вращении входного звена зубчато-рычажного м.

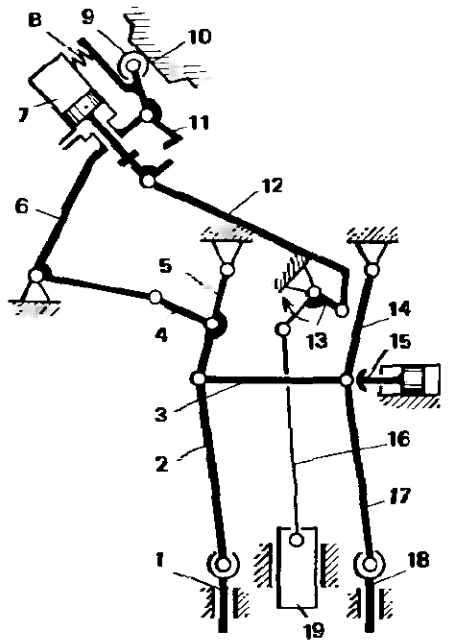


В сх. *а* планетарная зубчатая передача параллельно соединена с рычажным м. Кривошип A_0A выполняет роль водила в планетарной передаче. Одно из колес с центром в т. *A* неподвижно, а с ним зацепляется сателлит. В т. *B* с сателлитом шарнирно соединен шатун *BC*. Обозначения: φ — угол поворота кривошипа, *s* — перемещение ползуна, s_0 — ход ползуна в одном направлении. Т. *B* движется по укороченной гипоциклоиде. Длина шатуна выбрана такой, что на участке B_1B_2 гипоциклоида близка к дуге окружности радиусом *BC*. В связи с этим при движении т. *B* на этом участке шатун будет практически только поворачиваться вокруг т. *C* и последняя будет неподвижной. Функция положения при этом будет иметь вид, как на сх. *б*. Примерно угол 1/3 φ, где $\varphi = 2\pi$, соответствует выстою ползуна.

ВЫСТОЙ В М. ПРИЖИМА — длительная остановка выходного звена (наружного ползуна) в м. прижима механического пресса при непрерывном движении входного звена.

Привод внутреннего ползуна имеет кривошипно-ползунный м., который содержит ведущий кривошип, шатун *16* и ползун *19*. М. прижима выполнен в виде последовательно соединенных кривошипно-коромыслового м. (звенья *13, 12, 6*), двухкоромыслового м. (звенья *6, 4, 5*) и коромыслово-ползунного м. (звенья *5, 2, 1*). Параллельно последнему м. присоединен точно такой же коромыслово-ползунный м. (звенья *14, 17, 18*). Выходные звенья — наружные ползуны *1* и *18* соединены с шатунами сферическими шарнирами. Общее звено, соединяющее данные м., — шатун *3*.

Звено *6* выполнено составным: одна часть жестко связана с цилиндром, а другая — со штоком пневмоцилиндра *7*. Благодаря такому решению и осуществляется выстой. На сх. показан как раз этот момент. Кинематическая цепь разомкнута и связь осуществляется лишь за счет давления в пневмоцилиндре. При поддержании постоянного давления обеспечивается постоянное усилие прижатия ползунов *1* и *18* к изделию. При перемещении поршня пневмоцилиндра в крайнее левое положение обе составные части звена *6* начинают двигаться совместно. При этом ролик *9* скатывается с неподвижного кулачка *10* и рычаг *11* под действием пружины *8* соединяет обе части звена *6*. Звено перемещается в



крайнее левое положение. а при обратном движении ролик накатывается на кулачок *10* и кинематическая цепь снова размыкается и цикл повторяется.

Пневмоцилиндр *7* предохраняет также м. прижима от поломок. Для ограничения движения звеньев коромыслово-ползунных м. служит регулируемый упор *15* в виде гидроцилиндра.

ВЫСШАЯ ПАРА – см. *Кинематическая пара (пара).*

ВЫХОД СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ – часть системы управления машины, которая воздействует на машину в соответствии с заданной программой.

ВЫХОДНОЕ ЗВЕНО – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен м. В. соединено с генератором, либо с исполнительным устройством (рабочим органом, указателем прибора), либо со входным звеном другого м.

ВЫХОДНОЙ СИГНАЛ – сигнал, получаемый на выходе системы управления машины.

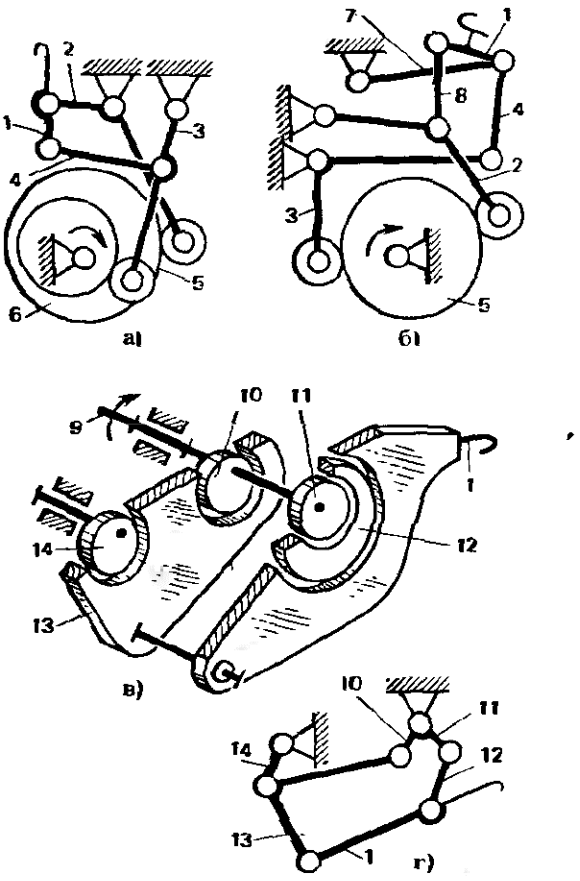
ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА М. – независимые между собой постоянные параметры, которые определяются в процессе синтеза м.

ВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ М. – устр., сообщающее крючку петлеобразное движение.

На *шатуне 1* (сх. *а*) двухкоромыслового шарнирного плоского м. установлен крючок. Коромысла *2, 3* и *шатуны 1* и *4* образуют со стойкой пятизвенный м. с двумя степенями свободы. Движения коромыслам *2* и *3* сообщаются соответственно кулачками *5* и *6*.

На сх. *б* – В., приводимый от одного кулачка *5*. В отличие от сх. *а* здесь введены дополнительные звенья *8* и *7*.

На сх. *в* и *г* – конструктивное и структурное исполнения В. в виде плоского шарнирного шестизвенного м. От приводного вала *9* через эксцентрики *10* и *11* сообщается движение звеньям *12, 13, 14* и *1*. Звенья *10, 13, 14* и стойка



образуют шарнирный четырехзвенник. К нему присоединена структурная группа из двух звеньев: *1* и *12*.

Г

ГАЙКА – деталь резьбового соединения или винтовой передачи, имеющая отверстие с резьбой.

ГАРАНТИРОВАННЫЙ БОКОВОЙ ЗАЗОР – наименьший заданный боковой зазор зубчатой передачи – $j_{n\,min}$. В зависимости от величины Г. регламентированы виды сопряжений зубчатых передач *H, E, D, C, B, A* – в порядке возрастания $i_{n\,min}$

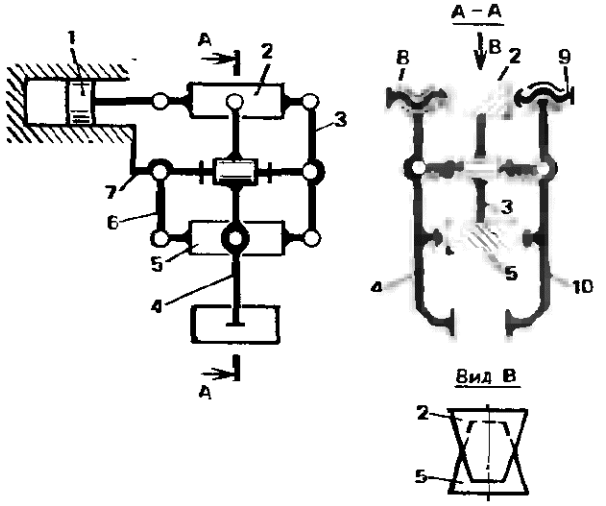
ГЕНЕРАТОР ВОЛН – см. *Волновая зубчатая передача.*

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СВЯЗИ – см. *Связи.*

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ЗАМЫКАНИЕ – см. *Кулачковый м.*

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРУЕМОЕ ЗАМЫКАНИЕ В ЗАХВАТНОМ УСТР. – исполнение кулачкового м. захватного устр., обеспечивающее беззазорное реверсивное движение губок за счет формы кулачка.

Кулачок *2* в виде клина, приводимый гидроцилиндром *1*, сообщает движение

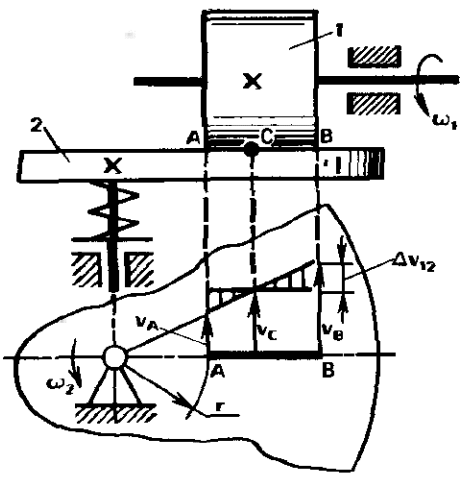


(сдвигает) губкам *4*, *10*, выполненным в виде рычагов, шарнирно установленных на стойке *7*. Для обратного движения губок и непрерывного контакта их с кулачком обычно используют пружину (силовое замыкание) либо кулачок выполняют с пазом (геометрическое замыкание – см. *Кулачковый м.*).

В приведенной сх. применен еще один кулачок *5*, которому посредством рычага *3* сообщается движение в противоположном направлении по отношению к движению кулачка *2*. Кулачок *5* соединен со стойкой *7* также звеном *6*. Выбор зазоров в системе осуществляют винтами *8* и *9*. При обратном движении гидроцилиндра губки раздвигаются кулачком *5*.

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ – относительное перемещение соприкасающихся точек во фрикционных м., зависящее от формы взаимодействующих тел в зоне их соприкосновения.

Во фрикционной передаче с пересекающимися осями колес окружные скорости на колесе *1* все одинаковые (если не учитывать упругость колес), в то время как на диске *2* они линейно зависят от *r* – расстояния до центра вращения (см.

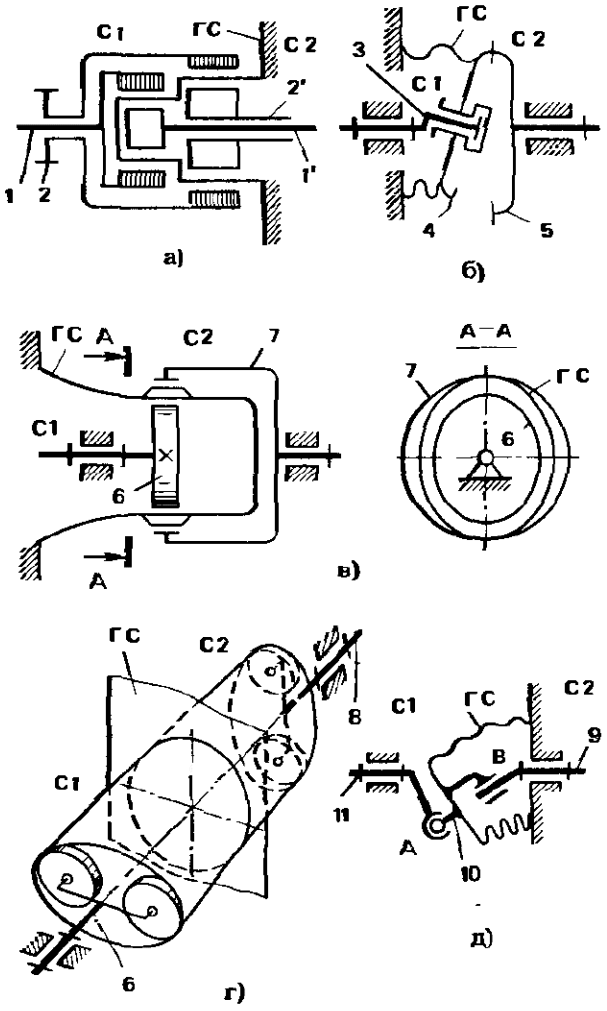


$\bar{v}_A$ и $\bar{v}_B$). Возможна только одна т. *C*, для которой скорости звеньев *1* и *2* одинаковы, – полюс качения. Во всех остальных т. будет иметь место Г., обозначенное Δv_{12}. Г. существенно сказывается на КПД и износе звеньев. Чем ближе колесо *1* расположено к центру диска *2*, тем доля потерь на трение больше, так как увеличивается отношение Г. к окружной скорости.

ГЕРМЕТИЧНЫЙ ВРАЩАТЕЛЬНЫЙ ПРИВОД – устр. для передачи вращения из одной среды в другую через герметичную стенку.

Для этой цели используют магнитные муфты (сх. *а*), планетарные передачи (сх. *б*), волновые передачи (сх. *в*) и волновые муфты (сх. *г*).

В этих устройствах герметичная стенка *ГС* выполнена в виде тонкостенной недеформируемой (сх. *а*) или деформируемой (сх. *б*, *в*) оболочек. Она разделяет среды *С1* и *С2* (например, *С2* – безвоздушное пространство).



В сх. *а* благодаря магнитному полю звено *1* передает синхронное движение звену *1'*, звено *2* – звену *2'*.

В сх. *б* водило *3* приводит в движение сателлит *4*, который зацепляется с колесом *5*, и передает ему вращение.

В сх. *в* волнообразователь *6*, обкатываясь по гибкому колесу *ГС*, вводит его в зацепление с жестким колесом *7* и передает ему замедленное вращение благодаря малой разнице чисел зубьев жесткого и гибкого колес.

В волновой муфте (сх. *г*) передается синхронное движение от водила *6* к водилу *8* через герметичную стенку *ГС*.

В сх. *д* синхронное движение от кривошипа *11* к звену *9* передается через сферическую пару *A*, промежуточное звено *10* и цилиндрическую пару *B*. Промежуточное звено соединено с сильфоном *ГС*, разделяющим среды *С1* и *С2*.

ГЕРМЕТИЧНЫЙ ПОСТУПАТЕЛЬНЫЙ ПРИВОД – устр. для сообщения поступательного движения из одной среды в другую через герметичную стенку.

В сх. *а* поступательное движение из среды *С1* в среду *С2* сообщается от гидроцилиндра *1*, шток которого герметично соединен с сильфоном *2*, герметично соединенным другим концом с разделяющей стенкой *С*.

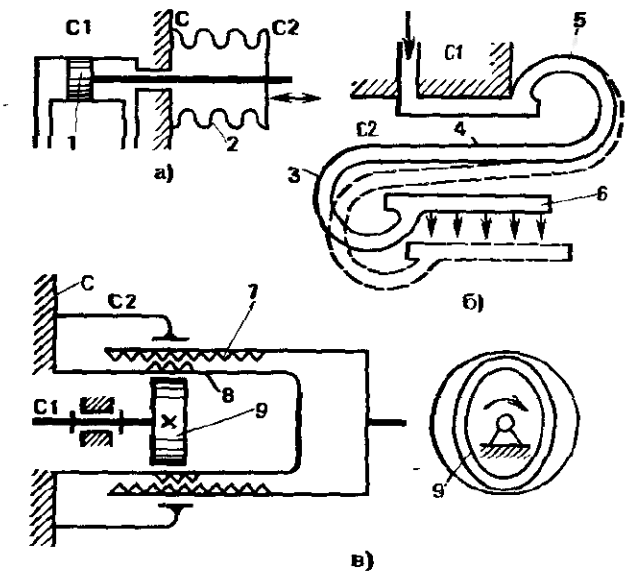
В сх. *б* две упругие трубки *3* и *5* соединены последовательно каналом *4*. По каналу подается под давлением газ или жидкость, благодаря чему трубки *3* и *5* стремятся распрямиться и звено *6* перемещается поступательно, как показано пунктиром.

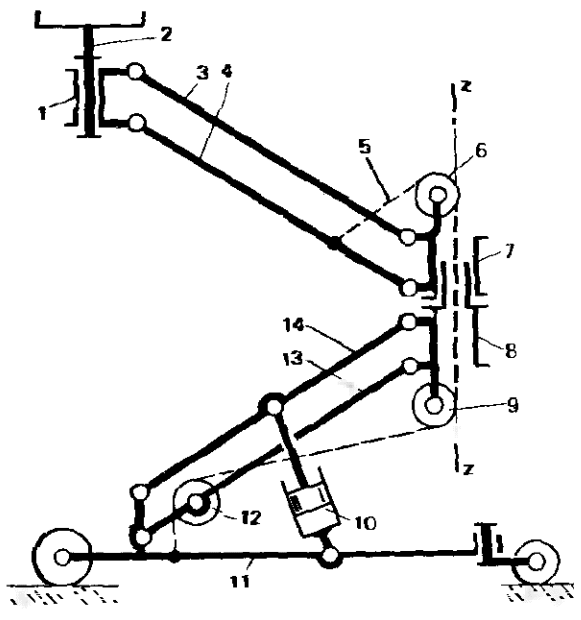
В сх. *в* волновая винтовая передача имеет гибкое звено *8*, герметично соединенное со стенкой *С* и имеющее винтовую нарезку, взаимодействующую с жестким звеном *7*. Контактируют звенья в двух диаметрально противоположных зонах с помощью генератора волн *9*. При вращении генератора волн зоны контакта звеньев *7* и *8* перемещаются в окружном направлении, что приводит к поступательному перемещению жесткого звена *7*.

ГИБКАЯ СВЯЗЬ ПОСТУПАТЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩИХ М. – связь в виде гибкой нити, обеспечивающая передачу движения от одного поступательно-направляющего м. к другому и их относительный поворот вокруг одного из ее участков.

На платформе *11* установлен поступательно-направляющий м. в виде параллелограмма (звенья *11*, *14*, *8* и *13*). Подъем и опускание звена *8* осуществляется гидроцилиндром *10*. Со звеном *8* шарнирно связано звено *7* другого поступательно-направляющего м., также выполненного в виде параллелограмма (звенья *7*, *3*, *1* и *4*).

Звено *4* связано со звеном *11* гибкой нитью – канатом *5*. Канат огибает блок *6* на звене *7*, блок *9* – на звене *8* и блок *12* – на звене *13*. Участок оси каната между блоками *6* и *9* совпадает с осью



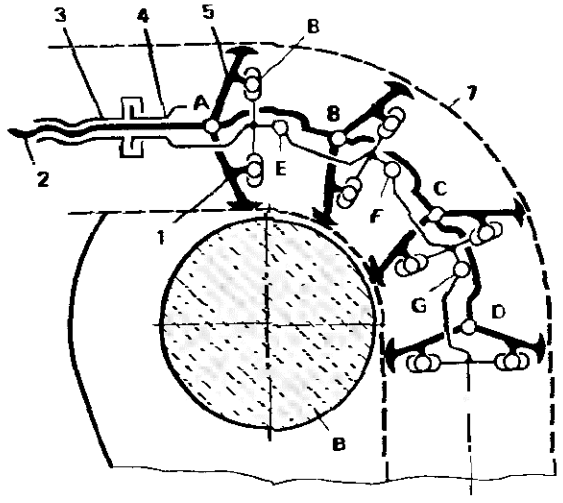


z шарнира *7—8*. Благодаря этому звено *7* может свободно вращаться относительно звена *8*, а канат будет при этом только закручиваться практически без изменения длины.

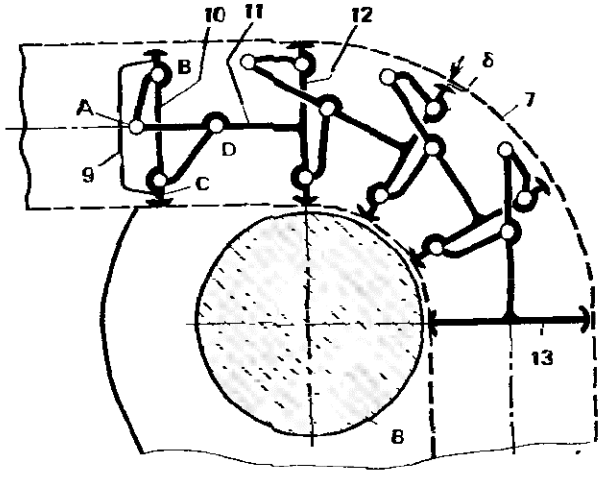
При изменении наклона звена *13* канат *5* натягивается и передает движение звену *4*. Оба направляющих м. двигаются одновременно. На выходном звене *1* шарнирно установлена рабочая площадка *2*, которая перемещается приближенно вертикально, может поворачиваться вокруг осей шарниров *1—2* и *8—7*, сохраняя при этом горизонтальность своего положения.

ГИБКИ ТРУБ ОПРАВКА – устр. в виде многозвенного м., устанавливаемое внутрь трубы при ее гибке и обеспечивающее сохранение устойчивости стенок трубы.

На сх. *а* Г. состоит из цепи *ABCD* распорных звеньев (жирные линии) и управляющей цепи *EFG* (тонкие линии). Перед гибкой трубы *7* в нее вставляют оправку и с помощью винтового м. (винт *2* и гайка *3*) стягивают обе цепи



а)

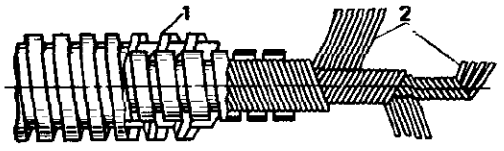


б)

звеньев таким образом, что звено *4* перемещается относительно звена *2* и через направляющие *6* воздействует на распорные звенья *1* и *5*, раздвигая их до соприкосновения со стенкой трубы. Усилие от звена *4* передается звену *EF*, которое раздвигает последующую пару звеньев, и далее звену *FG* и т. д. Затем трубу накладывают на торовую поверхность звена *8* и огибают его.

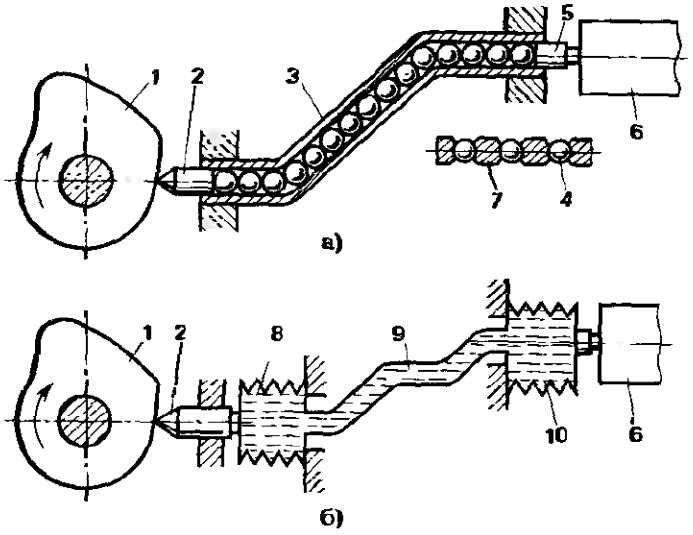
На сх. *б* Г. представляет собой последовательное соединение ряда четырехзвенных двухкоромысловых м. Например, если принять за стойку звено *10*, то к нему присоединены коромысла *AB* и *CD*, а между ними установлен шатун *11*. Шатун *11* соединен жестко со стойкой *12* следующего м. и т. д. Между конечным звеном *13* и крышкой *9* образовано замкнутое пространство, которое заполняют сыпучим материалом. При огибании трубой звена *8* стенка трубы *7* под давлением сыпучего материала отходит от радиально расположенных звеньев (зазор δ), т. е. увеличивается в этом месте диаметр трубы и обеспечивается гибка трубы без потери устойчивости ее стенок.

ГИБКИЙ ВАЛ – вал, обладающий малой жесткостью на изгиб и большой жесткостью на кручение, служащий для передачи вращения между звеньями с изменяемым положением осей вращения.



Обычно применяют Г. в приводе ручных машин. Г. состоит из свитой в несколько слоев проволоки *2*, заключенной в гибкую защитную оболочку *1*. Оболочка выполнена невращающейся и прикреплена к корпусу привода с одной стороны и к корпусу исполнительного устр. с другой стороны. Свитая проволока *2* соединяет валы привода и исполнительного устр.

ГИБКИЙ ТОЛКАТЕЛЬ – передаточное устр. в виде гибкой направляющей с ползунами на ее концах, взаимодействующими между собой через твердые, жидкие или газообразные тела.

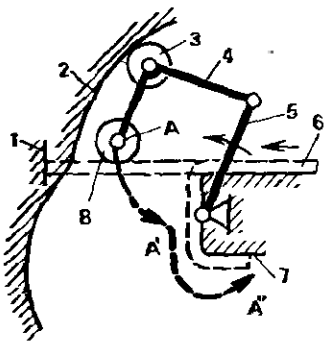


Г. с шарами (сх. *а*) наз. шариковым передаточным м. Кулачок *1* взаимодействует с плунжером *2*. Плунжер *2* перемещает шары *4* внутри трубки *3*. Выходное звено – плунжер *5* под действием шаров перемещает исполнительное устр. *6*. Шары в трубке устанавливают вплотную друг к другу либо отделяют друг от друга элементами *7*.

В Г. на сх. *б* сильфоны *8* и *10* соединены трубкой *9*. Сильфоны и трубка заполнены жидкостью. При нажатии на плунжер *2* движение передается через рабочую жидкость исполнительному устр. *6*.

ГИБКОЕ КОЛЕСО – см. *Волновая зубчатая передача.*

ГИБОЧНОГО СТАНКА М. – устр. для формообразования изделий из пруткового материала.



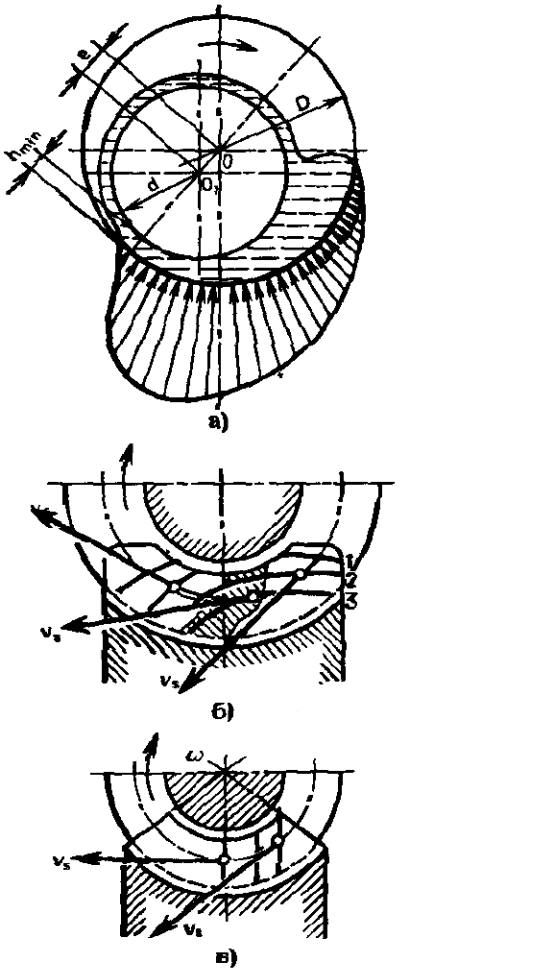
В Г. используют, например, м. с неподвижным кулачком.

Прутковый материал подается до упора *1*, на него воздействует ролик *8*, установленный на шатуне *4*. Шатун *4* приводится в движение коромыслом *5*. Траектория движения точек шатуна *4* определяется неподвижным кулачком *2*, по которому катится ролик *3*. Силовое замыкание кулачкового м. осуществляется за счет момента со стороны коромысла *5* и сопротивления деформированию пруткового материала *6*.

Т. А движется по траектории *A'A''*, в результате чего обеспечивается заданная форма изделия, соответствующая форме шаблона *7*.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ СМАЗКА – жидкостная смазка, при которой полное разделение поверхностей трения осуществляется в результате давления, возникающего в слое жидкости при относительном движении этих поверхностей.

Необходимым условием для Г. является наличие клинового зазора между поверхностями, движущимися относительно друг друга с определенной скоростью.



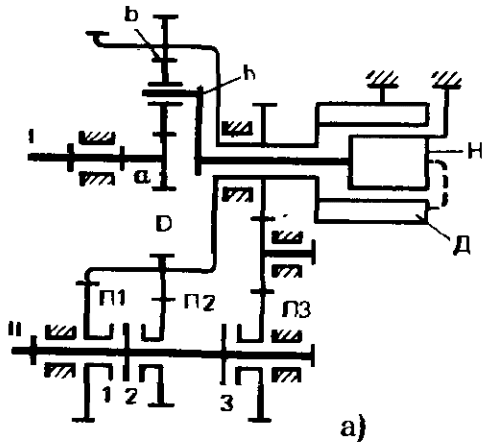
В подшипнике скольжения (сх. *а*) этот зазор получается вследствие разности диаметров охватываемой и охватывающей деталей и эксцентриситета их начального положения. При вращении одной из деталей или обеих в разные стороны охватываемая деталь как бы всплывает в слое смазки. но при этом остается некоторый эксцентриситет расположения деталей *е*, а минимальный зазор h_{min} характеризует полное разделение поверхностей слоем смазки. На сх. *а* показано распределение давления в слое смазки, обеспечивающее восприятие усилия со стороны охватываемой детали.

Наилучшие условия образования клиновидного зазора имеют место в том случае, когда направление вектора относительной скорости перпендикулярно или близко к перпендикулярному расположению по отношению к линии контакта звеньев. В сх. *б* показаны положения линии контакта *1, 2, 3* в червячной передаче с цилиндрическим червяком. Вектор относительной скорости $\bar{v}_s$ в отдельных местах совпадает с касательной к линии контакта или расположен под небольшим углом. Условия для Г. в этом случае плохие. В сх. *в* линии контакта в глобоидной передаче практически перпендикулярны к вектору $\bar{v}_s$. При достаточной скорости обеспечивается Г., благодаря чему КПД глобоидной передачи выше, чем червячной передачи с цилиндрическим червяком.

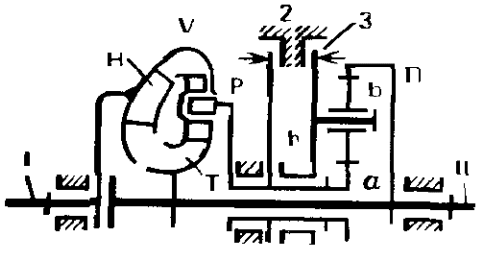
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ДВУХПОТОЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – замкнутая через дифференциальный м. одноконтурная передача, содержащая гидравлическую передачу.

Г. применяют для уменьшения установленной мощности непрерывно регулируемой системы, повышения КПД и увеличения диапазона регулирования. В этой передаче часть энергии проходит через механическую ветвь (практически без потерь), а другая часть – через параллельную гидравлическую регулируемую ветвь. Разделение или суммирование движений осуществляется при помощи дифференциального м. (сх. *а, б, г*) или регулируемой системы (сх. *в*). С уменьшением доли энергии в регулируемой ветви уменьшается общий диапазон регулирования, поэтому в качестве механической ветви используют многоскоростную передачу для получения нескольких диапазонов регулирования.

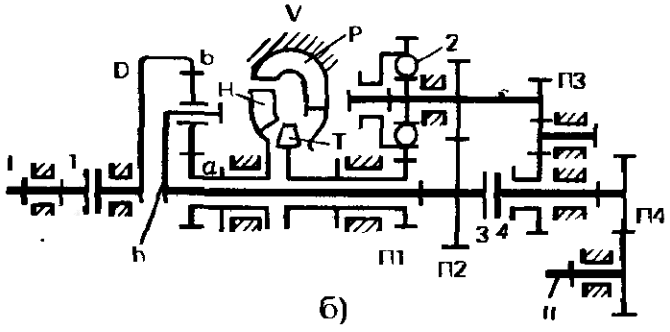
При использовании дифференциальной регулируемой системы (сх. *в*) может быть увеличен общий диапазон регулирования и без ступенчатого переключения.



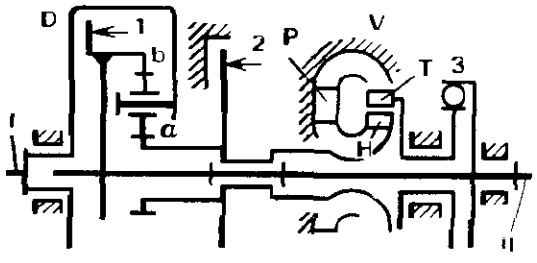
а)



в)



б)



г)

Обозначения во всех сх. *П, П1,...П4* – зубчатые передачи, *1, 2,...* – элементы управления (муфты, тормоза), *I* и *II* входное и выходное звенья соответственно.

На сх. *а* показана замкнутая схема с гидрообъемной передачей. Входной вал *I* соединен с центральным колесом *a* дифференциального м. *D*, водило *h* соединено с насосом *H*, центральное колесо *b* соединено с гидродвигателем *Д*. Энергия в этой трансмиссии передается через две ветви.

Регулируемая ветвь включает в себя звенья $a-h-H-Д-\ldots-II$, механическая ветвь $a-b-\ldots-II$. Энергия распределяется по ветвям в соответствии с условием равновесия дифференциального м. *D*. Моменты на его звеньях при установившемся режиме однозначно определены: $T_h = -T_a\left(1+\frac{z_b}{z_a}\right)$, где T_h и T_a – моменты соответственно на звеньях *h* и *a*; z_a, z_b – числа зубьев соответственно колес *a* и *b*. Момент на выходном звене замкнутой передачи $T_{II} = T_a\frac{z_b}{z_a} - T_h\tilde{i}_V$, где $\tilde{i}_V$ – силовое передаточное отношение (отношение моментов) регулируемой ветви.

Последовательно к замкнутой передаче присоединена трехскоростная передача, содержащая передачи переднего хода *П1*, *П2* и заднего хода *П3*, включаемые муфтами *1*, *2* и *3*.

В сх. *б* разветвление осуществляется в дифференциальном м. *D*, соединенном с входным валом муфтой *1*.

М. свободного хода *2* служит для автоматического размыкания замыкающей ветви. Соотношение моментов для звеньев дифференциального м. здесь также постоянно, но так как соотношение скоростей звеньев при разгоне машины меняется – увеличивается скорость турбинного колеса и изменяется в соответствии с характеристикой момент на этом колесе, то изменяется и доля энергии, проходящей через гидротрансформатор, повышается КПД передачи.

Сх. *в* имеет дифференциальный м., выполненный в виде гидротрансформатора с тремя подвижными звеньями. Ведущий вал *I* жестко соединен с насосным колесом *H* гидротрансформатора *V*. Турбинное колесо *T* соединено с ведомым валом *II*, а между реактором *P* и ведомым валом *II* установлена передача *П*. В период разгона водило механизма заторможено тормозом *3*. Момент на ведомом звене равен сумме моментов на турбинном колесе (T_T) и реактивном колесе (T_P) с учетом передаточного отношения:

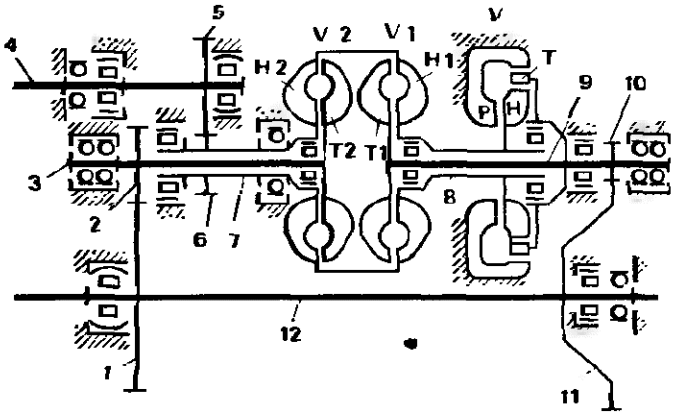
$$T_{II} = T_T - T_P\frac{z_b}{z_a}.$$

Поток энергии, проходящей через передачу *П*, около $^1/_3$ от общего потока, а момент T_{II} в 9 раз превышает номинальный момент. Скорость, развиваемая при таком моменте и заданной мощности, ограничена. Для увеличения скорости тормоз *3* размыкается, а колесо реактора *P* останавливается тормозом *2*. Передача работает при наиболее высоком КПД.

В передачу на сх. *г* входят планетарный однорядный дифференциальный м. *D* и гидротрансформатор *V*. Возможны три режима включения передачи. Вначале вращения вала *I* автоматически замыкается м. свободного хода *3* и образуется передача с замыканием гидротрансформатора на выходное звено *II*. Следующий режим в процессе разгона – блокировка дифференциального м. с помощью управляемой муфты *1*. При этом м. свободного хода автоматически отключает турбинное колесо *T* гидротрансформатора от выходного звена *II*.

Третий режим осуществляется при включении тормоза *2*. Центральное колесо *a* дифференциального м. и насосное колесо *H* остановлены. Вся энергия передается через механическую ветвь. Скорость звена *II* увеличивается по сравнению со скоростью звена *I*.

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА ТЕПЛОВОЗА – передача вращения, содержащая механически соединенные гидромуфты и гидротрансформатор.



На сх. входное звено *4* через зубчатую передачу *5 – 6* связано с трубчатым валом *7*, с которым жестко соединены насосные колеса *H1* и *H2* гидромуфт *V1* и *V2* соответственно, а через трубчатый вал *8* также соединено насосное колесо *H* гидротрансформатора. Турбинные колеса *T1* и *T2* жестко соединены с валом *9* и через зубчатую передачу *10 – 11* связаны с выходным звеном *12*. Реактор *P* – неподвижное колесо гидротрансформатора – соединен с корпусом. Турбинное колесо *T2* установлено на валу *3* и связано с выходным звеном *12* через зубчатую передачу *2 – 1*.

При разгоне с помощью управляемой гидросистемы в работу поочередно включают гидротрансформатор *V*, гидромуфты *V1* и *V2*. Они используются на режимах, обеспечивающих наиболее высокий КПД.

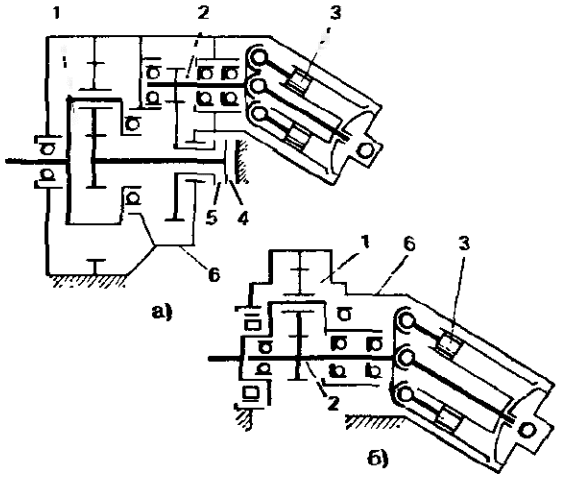
ГИДРОМОТОР (ПНЕВМОМОТОР) АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ – см. *Аксиально-поршневой гидромотор (аксиально-поршневой пневмомотор)*.

ГИДРОМОТОР (ПНЕВМОМОТОР) РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ – см. *Радиально-поршневой гидромотор (радиально-поршневой пневмомотор)*.

ГИДРОМОТОР - РЕДУКТОР – привод вращения, совмещающий в одном корпусе гидродвигатель и редуктор.

Обычно соединяют высокоскоростной гидродвигатель *3* с планетарной передачей *1*. Элементы двигателя и редуктора встроены в корпус *6*. Конструктивно узел *2* совмещен с зубчатым колесом, расположенным между подшипниковыми опорами вала гидродвигателя.

В сх. *а* муфта 5 позволяет разобщать кинематическую цепь (отключать двигатель от исполнительного устр.), а тормоз *4* служит для остановки выходного вала.

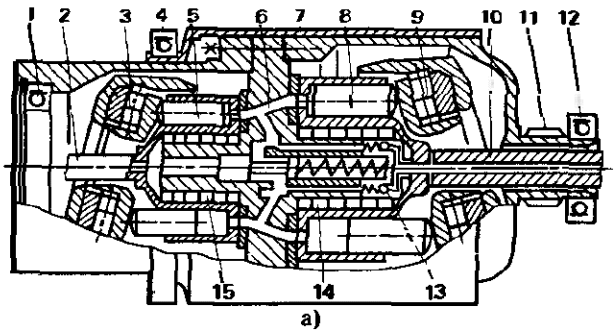


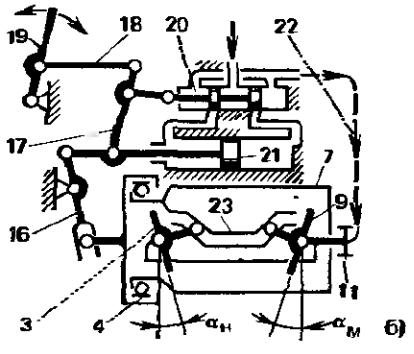
В сх. *б* вал двигателя и выходной вал соосны.

ГИДРОПРИВОД С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ – регулируемый гидропривод, в котором регулирование осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими объемными гидромашинами.

Наибольший эффект достигается при регулировании обеих гидромашин: насоса и мотора. В аксиально-поршневых гидромашинах это достигается изменением наклона диска (или блока цилиндров).

Вал насоса *2* (сх. *а*) приводится от двигателя внутреннего сгорания. Вал соединен с блоком цилиндров с поршня-





ми 5. Блок цилиндров опирается через подшипник 15 на выходное звено 11. Жидкость из рабочих полостей насоса подается через гидрораспределитель 6 в рабочие полости мотора. В блоке цилиндров мотора расположены поршни 8. Блок цилиндров мотора жестко соединен с неподвижным валом 10 и опирается через подшипники 14 на выходное звено 11. Под действием поршней 8 вращается наклонный диск 9, увлекая за собой выходное звено 11 и диск насоса 3. Диски шарнирно связаны со звеном 11 (сх. б). Относительное движение диска и блока цилиндров насоса обусловлено вращением вала 2 и выходного звена 11. Выходное звено 11 опирается на корпус через подшипники 1 и 12. Через отверстие в неподвижном валу 10 по каналу 22 подводится жидкость для смазки элементов привода, а через клапаны 13 – для компенсации утечек рабочей жидкости.

Наклонные диски 3 и 9 поворачиваются относительно выходного звена путем осевого перемещения цилиндрического кулачка 7 с пазом 23 (сх. б) на его внутренней поверхности.

Кулачок перемещают рукояткой управления 19. При движении рукоятки вправо вращение выходного звена ускоряется, а при движении влево – замедляется, но увеличивается вращающий момент на выходном звене. От рукоятки 19 через тягу 18 и рычаг 17 перемещается распределитель 20. Распределитель 20 открывает доступ жидкости под давлением в гидроцилиндр 21, поршень которого перемещает через рычаг 16 и подшипник 4 кулачок 7. Через рычаг 17 осуществляется обратная связь между исполнительным устр. и устр. управления.

В зависимости от угла наклона диска насоса $\alpha_н$ и диска мотора $\alpha_м$ изменяются характеристики привода.

ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ (ПНЕВМОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ) – гидроаппарат (пневмоаппарат), предназначенный для изменения направления потока рабочей среды в двух или более гидролиниях (трубах, рукавах, каналах) в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

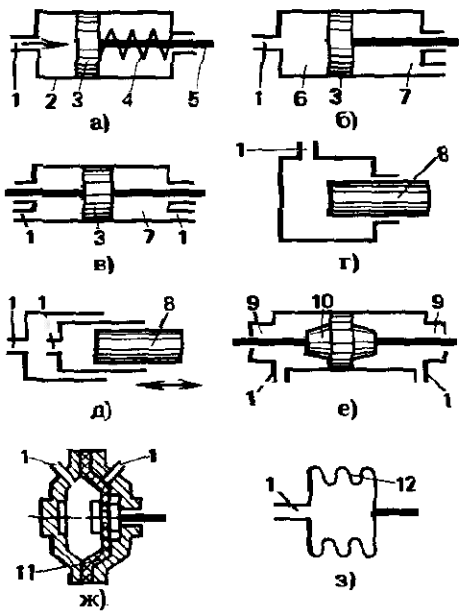
ГИДРОСТАТИЧЕСКАЯ СМАЗКА – жидкостная смазка, при которой полное разделение поверхностей трения деталей, находящихся в относительном движении или покое, осуществляется жидкостью, поступающей в зазор между этими поверхностями под внешним давлением.

ГИДРОЦИЛИНДР (ПНЕВМОЦИЛИНДР) – устр., преобразующее энергию потока рабочей среды (жидкости, газа) в энергию поступательного движения выходного звена.

Различают Г. поршневой, одностороннего действия (сх. а), поршневой двустороннего действия с односторонним штоком (сх. б), поршневой двустороннего действия с двусторонним штоком (сх. в), плунжерный (сх. г), поршневой или плунжерный телескопический (сх. д), поршневой с торможением в конце хода (сх. е), мембранный (сх. ж) и сильфонный (сх. з).

Г. в зависимости от назначения содержит следующие элементы и звенья: 1 – канал подвода или отвода рабочей среды; 2 – цилиндр; 3 – поршень; 4 – пружину; 5 – шток; 6 – поршневую полость; 7 – штоковую полость; 8 – плунжер; 9, 10 – устр., обеспечивающие уменьшение скорости перемещения выходного звена в конце хода; 11 – мембрану; 12 – сильфон.

Разновидности Г. различаются величиной хода, направлением рабочего дви-



жения, характером изменения скорости передачи, надежностью герметизации и т. д. Например, рабочий ход в сх. *а* осуществляется благодаря давлению жидкости, а возврат поршня – пружиной *4*. В сх. *б* и *в* в обоих направлениях поршень движется под действием давления жидкости, причем в сх. *в* шток выходит на обе стороны и может приводить одновременно два устр. В сх. *г* плунжер обеспечивает надежное центрирование. В сх. *д* обеспечивается наибольшая величина хода. В сх. *е* жидкость в конце хода вытесняется выступом *10* из углубления *9*, и вследствие ее замедленного вытекания через уменьшающееся сечение между этими элементами замедляется движение поршня.

Мембранный Г. (сх. *ж*) обеспечивает малый ход штока, но при этом достигается надежная герметизация рабочих полостей (отсутствуют утечки жидкости). В сильфонном Г. (сх. *з*) сильфон *12* позволяет иметь большой ход при надежной герметизации.

ГИПЕРБОЛОГРАФ – устр. для воспроизведения гиперболы.

Кулиса FB (сх. *а*) установлена так, что может поворачиваться вокруг т. F. Между кулисой и шарниром F_1 установлен м. в виде ромба BCF_1D. Диагональ ромба CD через поступательную, вращательную в т. A и вторую поступательную пары взаимодействует с кулисой FB.

Образованный таким образом м. позволяет иметь одинаковыми расстояния AB и AF_1, что следует из свойства симметрии элементов ромба относительно диагонали. А это означает, что $AF - AF_1 = FB$. Обозначив $FB = 2a$, получим зависимость, соответствующую определению гиперболы. Таким образом, т. A может вычерчивать гиперболу Г. Уравнение гиперболы

$$\frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{a^2 - c^2} = 1,$$

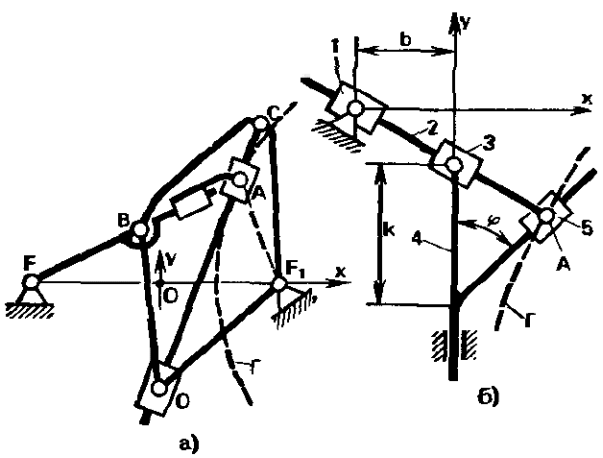
где $c = FO = OF_1$. При этом должно выполняться условие $a > c$.

Г. на сх. *б* имеет кулису *1*, взаимодействующие с ней промежуточные звенья *2*, *3*, *5* и ползун *4*. Ползун *4* имеет наклонную под углом φ к оси y направляющую для звена *5*, соединенного шарнирно со звеном *2*.

Т. A вычерчивает гиперболу Γ, уравнение которой имеет вид:

$$x^2 - \operatorname{tg}\varphi \cdot xy + (k \operatorname{tg}\varphi - b)x + bk \operatorname{tg}\varphi = 0,$$

где b, k – см. обозначения на сх. *б*.

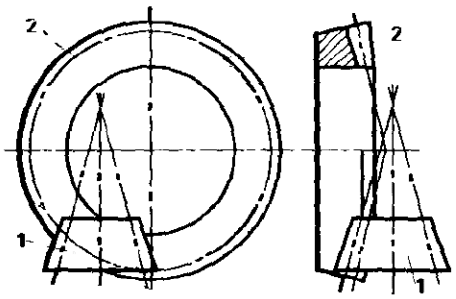


ГИПЕРБОЛОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА – зубчатая передача со скрещивающимися осями, аксоидные поверхности зубчатых колес которой – однополостные гиперболоиды вращения. Г. первого рода – передача, в которой сопряженные поверхности зубьев зубчатых колес могут быть образованы в станочном зацеплении общей для них производящей поверхностью. Г. второго рода – передача, зубчатые колеса которой будут иметь сопряженные поверхности зубьев с линейным контактом, если производящая поверхность для одного из них совпадает с главной поверхностью зубьев (см. *Зуб*) парного зубчатого колеса.

ГИПОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА – гиперболоидная передача, у зубчатых колес которой начальные и делительные поверхности конические.

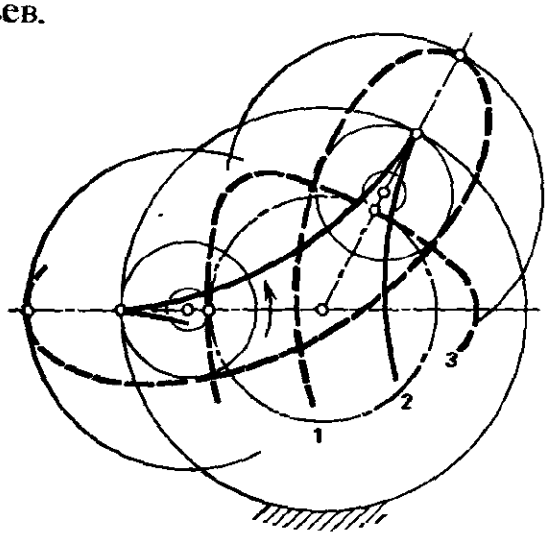
Г. первого рода имеет сопряженные поверхности зубьев, образованные в станочном зацеплении общей для них производящей поверхностью.

Г. второго рода имеет сопряженные поверхности зубьев с линейным контак-



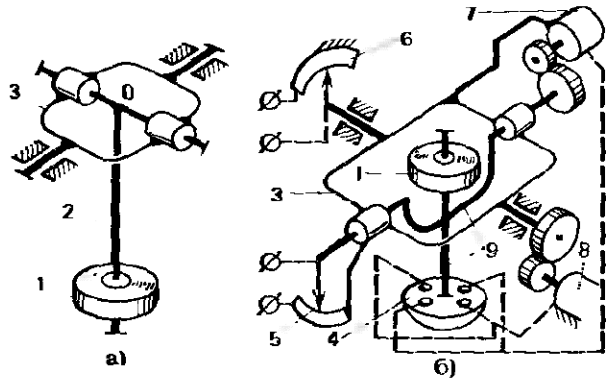
том, если производящая поверхность для одного из колес совпадает с главной поверхностью зубьев (см. *Зуб*) парного зубчатого колеса. Зубья колес Г. второго рода обычно выполняют тангенциальными или круговыми. У противоположных боковых поверхностей зубьев различные профильные углы. Для шестерни *1* принимают угол наклона линии зуба $\beta_1 = 45 \div 50°$, а для колеса *2* — $\beta_2 = 23 \div 25°$. Г. второго рода характеризуются высокой несущей способностью и плавностью работы благодаря большому приведенному радиусу кривизны и большому коэффициенту перекрытия.

ГИПОТРОХОИДА (греч. hypo — внизу, под + trochoeidēs — кругообразный) — кривая, описываемая т., жестко связанной с окружностью, которая катится без скольжения по внутренней стороне другой окружности большего радиуса. Частный случай Г. — гипоциклоида, у которой указанная т. расположена на катящейся окружности (кривая *2*). Если т. расположена внутри окружности. Г. укороченная (кривая *3*), если вне окружности — удлиненная (кривая *1*). Г. используют при профилировании отдельных участков зубьев.



ГИПОЦИКЛОИДА — см. *Гипотрохоида.*

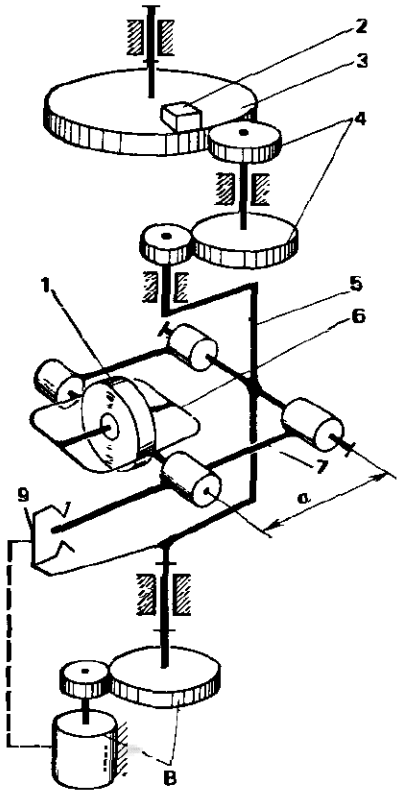
ГИРОВЕРТИКАЛЬ — гироскопический прибор для определения угла наклона (крена) судна, летательного аппарата, астрономического инструмента и т. п. Простейшей Г. является гироскопический маятник (сх. *а*). Центр ротора *1* в нем смещен вдоль его оси и не совпадает с центром *O* наружной рамки *3*. В физическом маятнике (без вращающегося ротора) положение рамки *2* определяется не только направлением силы тяжести, но и направлением ускорения движения объекта, на котором он установлен. В Г. одновременно используется способность физического маятника различать направление истинной вертикали при установившемся движении объекта и способность свободного гироскопа сохранять направление оси ротора неизменным в пространстве.



В Г. на сх. *б* к внутренней рамке *9* гироскопа прикреплен маятниковый чувствительный элемент, выполненный в виде жидкостного переключателя *4*. С помощью переключателя *4* включаются приводы *7* и *8*, которые развивают соответствующие корректирующие моменты. Сигналы, пропорциональные углам поворота объекта относительно оси ротора, снимаются с потенциометрических датчиков *5* и *6*.

ГИРОИНТЕГРАТОР — устр. для определения мгновенной скорости полета летательного аппарата (ракеты) и выключения двигателя с помощью гироскопа в момент достижения заданной скорости.

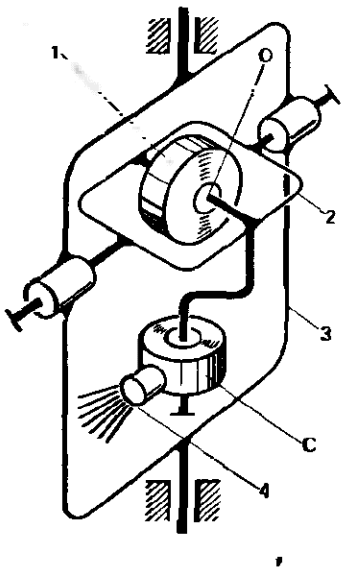
Ротор *1* в рамке *6* установлен во внутренней рамке *7*, ось вращения которой смещена относительно центра тяжести ротора на величину *a*. Ось ротора ориентируется перпендикулярно оси вра-



щения наружной рамки 5. При отклонении оси ротора относительно оси наружной рамки включается контактное устр. 9 и, соответственно, разгрузочный привод 8, который развивает момент внешних сил, действующий вокруг оси наружной рамки в направлении, обеспечивающем возврат оси ротора в начальное относительное положение.

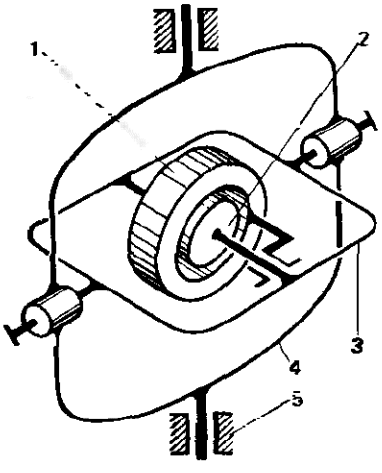
Свойство гироскопа со смещенным центром тяжести обусловливает поворот наружной рамки 5 при ее движении в направлении оси вращения. Скорость поворота зависит от силы инерции, действующей на ротор в направлении оси наружной рамки, и силы тяжести. Если учесть влияние силы тяжести, то по углу поворота рамки можно определить скорость ракеты. Вращение рамки через зубчатую передачу 4 передается на измерительный диск 3. На диске установлен кулачок 2, выключающий двигатель ракеты при достижении заданной мгновенной скорости.

ГИРОКОМПАС – указатель курса судна относительно географического меридиана. В качестве Г. используют гироскоп с двумя степенями свободы. Центр тяжести *C* внутренней рамки *2*, связанный шарнирно с внешней рамкой *3*, смещен относительно центра подвеса *O*. Ось ротора *1* при его вращении стремится совместиться с плос-



костью меридиана под влиянием суточного вращения земли. По положению оси ротора относительно корпуса судят о направлении движения судна. При движении судна ось ротора совершает незатухающие колебания вокруг направления меридиана. Для гашения этих колебаний применяют специальное устр., например сопло *4*, через которое под давлением, создаваемым быстро вращающимся элементом, выбрасывается струя воздуха.

ГИРОСКОП (от греч. gyreuō – кружусь, вращаюсь и греч. skopeō – смотрю, наблюдаю) – быстро вращающееся твердое тело, ось которого может изменять свое направление в пространстве. В качестве Г. обычно применяют ротор *1* электродвигателя, статор *2* которого установлен в карданове подвесе, обеспечивающем для ротора три степени свободы и содержащем относительно подвижные рамки (кольца) *3* и *4*. Если

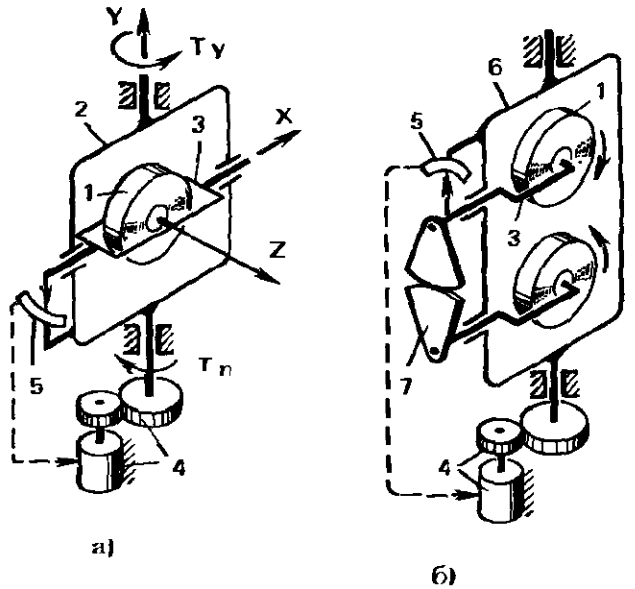


центр тяжести Г. совпадает с центром подвеса (т. пересечения осей вращения рамок), то такой Г. наз. астатическим (уравновешенным), в противном случае – тяжелым. Астатический Г., свободный от внешних воздействий, устойчиво сохраняет первоначальное положение оси вращения ротора. При наличии моментов внешних сил относительно центра подвеса происходит прецессия оси ротора. Такими силами являются силы трения в опорах, возникающие при внешнем воздействии на корпус 5, например при его повороте или неравномерном поступательном перемещении. Для обеспечения устойчивого положения оси ротора Г. используют разгрузочные приводы, компенсирующие моменты трения в опорах. Эти приводы включаются при возникновении прецессии оси ротора. Трение в опорах уменьшают путем использования подшипников с жидкостной и газовой смазкой. В настоящее время создаются Г., основанные на других физических принципах (квантовые, вибрационные).

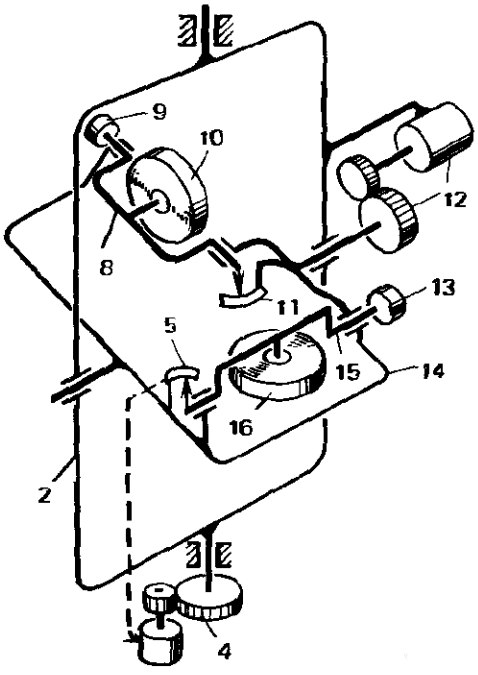
ГИРОСТАБИЛИЗАТОР (от греч. gyreuō – кружусь, вращаюсь и лат. stabilis – устойчивый, неизменный, постоянный) – устр. для поддержания неизменным положения платформы (корпуса, площадки, элемента прибора) относительно заданных направлений с помощью гироскопов и вспомогательных приводов (разгрузочных или следящих).

Различают одноосные, двухосные и трехосные Г., в которых стабилизируемая платформа имеет одну, две или три степени свободы относительно движущегося аппарата (например, самолета).

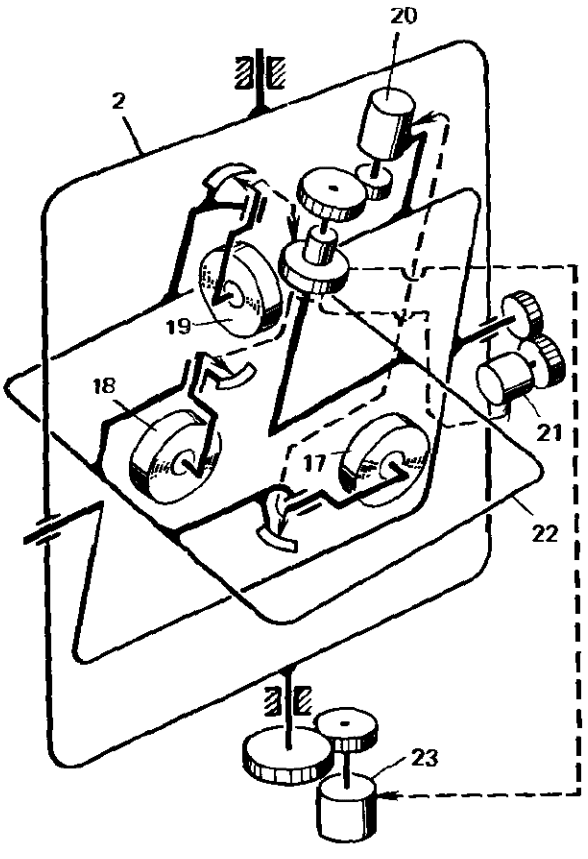
В одноосном Г. (см. *а*) ось *z* ротора *1* гиромотора удерживается в направлении, перпендикулярном к плоскости наружной рамки *2* карданова подвеса. При внешнем воздействии на Г. момента $\bar{T}_y$ происходит прецессия оси ротора, в результате чего внутренняя рамка *3* поворачивается вокруг оси *x*. Сигнал от



а) б)



в)



г)

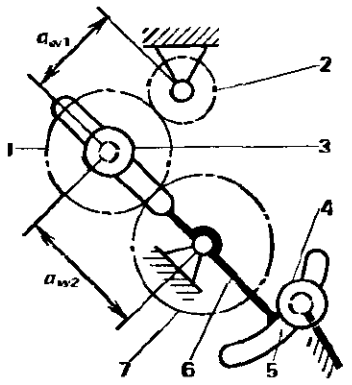
датчика поворота 5 поступает в приводное устр. 4, которое развивает момент $\bar{T}_п$, уравновешивающий $\bar{T}_у$. При этом ось ротора сохраняет свое первоначальное положение относительно рамки 2. На сх. *б* для уравновешивания моментов между осью ротора и рамкой 3, а также осью рамки 3 и наружной рамкой установлены два гиромотора на одной рамке 6. Оси рамок 3 кинематически связаны зубчатыми секторами 7. Роторы вращаются в противоположных направлениях. Такое устр. называют двухроторной гирорамой.

В двухосном Г. (сх. *в*) платформа *14* имеет две степени свободы. Двухосный Г. служит для стабилизации платформы в заданной плоскости с помощью гиромоторов *10* и *16*, установленных соответственно в рамках *8* и *15*. При воздействии внешних моментов поворот рамок *8* и *15* измеряется соответственно датчиками *11* и *5*, от которых сигнал поступает к разгрузочным приводам *4* и *12*.

Для управления положением платформы служат моментные датчики *9* и *13*. Двухосные Г. используют для стабилизации и управления радиолокационными антеннами, аэрофотоаппаратами и др.

Трехосные Г. (сх. *г*) служат для угловой стабилизации различных устр. в пространстве. Трехосные Г. применяют в качестве чувствительных устр. автопилотов курса, крена летательных аппаратов, в системах инерциальной навигации и для стабилизации антенн головок самонаведения. Платформа *22* имеет три степени свободы. На платформе расположены три гиромотора: *17*, *18* и *19*. При повороте рамок гиромоторов включаются разгрузочные приводы *20*, *21*, *23*, при этом платформа сохраняет устойчивое первоначально заданное положение в пространстве, не зависимое от поворотов аппарата, на котором установлен Г.

ГИТАРА СТАНКА – устр. для установки зубчатых колес между валами с неизменяемым межосевым расстоянием с целью изменения передаточного отношения.



Г. устанавливают, например, между шпинделем и валом коробки подач токарного станка. Передаточное отношение изменяется путем подбора и смены зубчатых колес 2 и 7. Зубчатое колесо *1* – промежуточное, его число зубьев не влияет на передаточное отношение.

Г. выполнена в виде кулисы *6*, в пазу которой устанавливают ось колеса *1*. Межосевое расстояние a_{w2} задают с помощью фиксатора *3*. Поворот кулисы *6* определяется межосевым расстоянием a_{w1}. Кулиса закрепляется в определенном угловом положении фиксатором *4*, расположенным в круговом пазу *5* кулисы.

ГЛАВНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ЗУБА – см. *Зуб.*

ГЛАВНОЕ СЕЧЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЕРЕДАЧИ – сечение зубчатых колес передачи, в котором теоретические профили взаимодействующих зубьев взаимоогибаемые: для цилиндрической передачи – сечение плоскостью, перпендикулярной осям зубчатых колес, для конических передач – сечение сферой с центром в *т.* пересечения осей зубчатых колес, для червячной передачи – сечение плоскостью, совпадающей с осью червяка.

ГЛАВНЫЙ ВЕКТОР СИСТЕМЫ СИЛ – величина, равная сумме всех сил системы.

ГЛАВНЫЙ МОМЕНТ СИСТЕМЫ СИЛ ОТНОСИТЕЛЬНО ЦЕНТРА – величина, равная сумме моментов всех сил системы относительно данного центра. Г. зависит от выбора центра:

$$\bar{M}_A = \bar{M}_B + [\overline{AB}, \bar{F}],$$

где $\bar{M}_A$ – Г. относительно т. A; $\bar{M}_B$ – Г. относительно т. B; F – главный вектор сил; $\overline{AB}$ – радиус-вектор из т. A в т. B.

ГЛАВНЫЙ МОМЕНТ КОЛИЧЕСТВ ДВИЖЕНИЯ СИСТЕМЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ – величина, равная сумме моментов количеств движения всех точек материальной системы относительно этой оси.

ГЛАВНЫЙ МОМЕНТ КОЛИЧЕСТВ ДВИЖЕНИЯ СИСТЕМЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ЦЕНТРА – величина, равная сумме моментов количеств движения всех точек материальной системы относительно этого центра.

ГЛОБАЛЬНЫЙ МИНИМУМ – наименьший минимум функции (см. также *Локальный минимум*). Г. находят при просмотре всей многомерной области возможных комбинаций искомых параметров. Г. можно отыскать при случайном поиске в синтезе м. и комбинированном поиске в синтезе м.

ГЛОБОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА (от лат. *globus* – *шар* и греч. *eidos* – *вид*) – разновидность червячной передачи, у которой делительная поверхность червяка *1* (сх. *а*) образована вращением вокруг оси червяка вогнутого отрезка дуги делительной окружности парного червячного колеса *2*, лежащей в плоскости его торцового сечения, причем эта плоскость содержит межосевую линию червячной передачи, делящую отрезок дуги окружности пополам, а делительная поверхность червячного колеса – цилиндрическая.

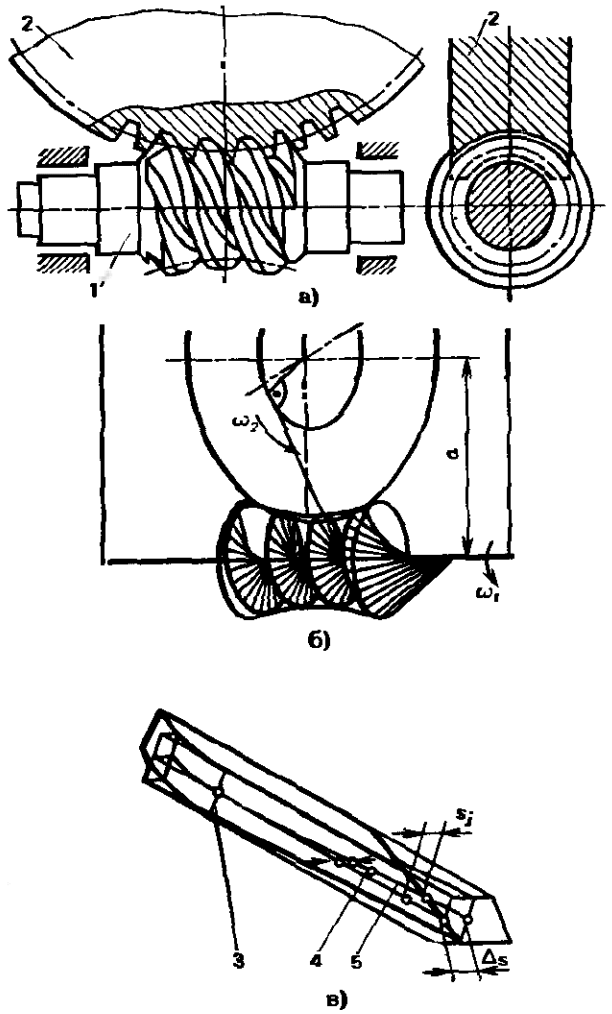
У ортогональной глобоидной передачи оси скрещиваются под прямым углом, делительная поверхность червяка является частью вогнутой поверхности тора.

Теоретическая поверхность витка глобоидного червяка может быть образована линией, которая лежит в плоскости торцового сечения парного колеса и через которую проходит межосевая линия червячной передачи, при вращении ее вокруг осей червяка и колеса с отношением их угловых скоростей ω_1 и ω_2, равным передаточному числу червячной передачи (сх. *б*).

Различают линейчатый и нелинейчатый глобоидные червяки, теоретические поверхности витков которых образованы соответственно прямой и кривой линиями.

Г. по сравнению с червячной цилиндрической передачей имеет более высокие несущую способность и КПД из-за благоприятных условий для гидродинамической смазки (см. *Гидродинамическая смазка*). Однако Г. сложна в изготовлении, чувствительна к погрешностям монтажа и деформациям звеньев. Применяют обычно Г. с модифицированным глобоидным червяком, который характеризуется продольной модификацией витка. Последняя представляет собой отклонение линии *4* поверхности витка червяка от его теоретической линии *5* по определенной зависимости (см. сх. *в* – развертку витка).

Линии *4* и *5* касаются в точке *3* – экстремальной точке линии продольной модификации. Величины Δ и Δ_s – соот-



ветственно глубина и наибольшая глубина продольной модификации, s_j – глубина у притупленной крайней кромки витка.

Продольная модификация позволяет локализовать контакт витка червяка с зубьями колеса и повысить качественные показатели Г. Передаточное отношение Г. принимают обычно 10–63. При этом КПД = 0,9÷0,6.

ГЛУБИНА ЗАХОДА ЗУБЬЕВ – длина отрезка межосевой линии цилиндрической зубчатой передачи, заключенного между окружностями вершин зубьев шестерни и колеса. Г. обозначают h_d.

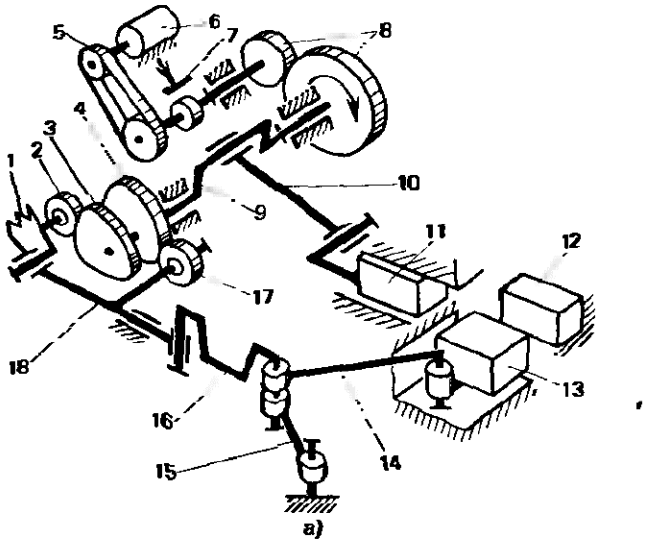
ГЛУБИНЫ ВСПАШКИ РЕГУЛИРОВАНИЕ – см. *Навесная гидравлическая система трактора.*

ГОЛОВКА ЗУБА – см. *Зуб.*

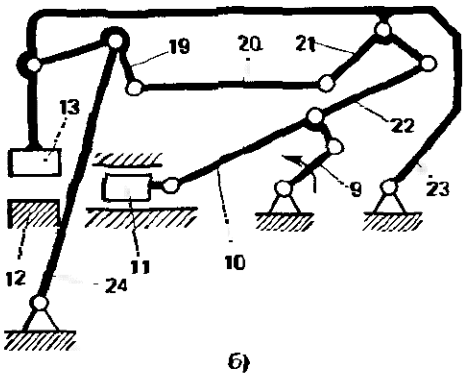
ГОЛОНОМНЫЕ СВЯЗИ – см. *Связи.*

ГОРИЗОНТАЛЬНО - КОВОЧНОЙ МАШИНЫ М. – устр. для горячей штамповки изделий из прутка в многоручьевых штампах с разъемными матрицами.

От двигателя *6* (сх. *а*) через передаточный м., состоящий из ременной передачи *5*, тормоза *7* и зубчатой передачи *8*, вращение передается на кривошип *9*. Кривошип *9* через шатун *10* сообщает движение ползуну-пуансону *11*.



а)



б)

С движением ползуна согласовано движение подвижной части матрицы *13* относительно неподвижной части *12*. Ее привод осуществляется от кулачков *3* и *4*, установленных на одном валу с кривошипом *9*. Кулачки *3* и *4* взаимодействуют соответственно с роликами *2* и *17*. Здесь обеспечено комбинированное замыкание – геометрическое, обусловленное наличием двух кулачков и роликов, и силовое посредством пружины *1*. Поступательное движение толкателя *18* через шатун *16* и распорные звенья *15* и *14* передается звену *13*. Двухползунный шестизвенный м., образованный звеньями *18, 16, 15, 14, 13* и стойкой, позволяет развивать в конце хода звена *13* значительные усилия при малых перемещениях выходного звена.

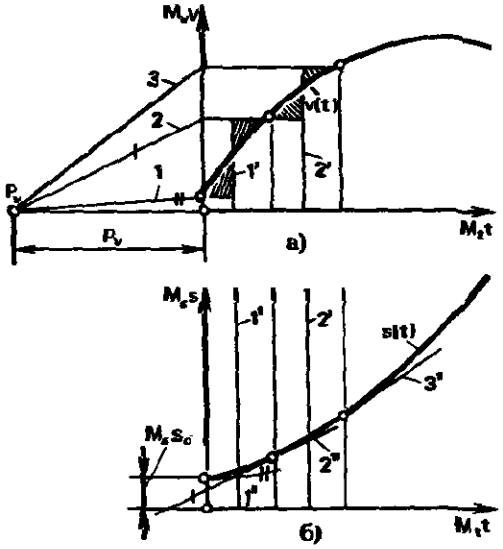
В сх. *б* ползун-пуансон *11* приводится от кривошипа *9* через шатун *10*. Подвижная часть матрицы *13* приводится от этого же кривошипа посредством многозвенного шарнирного м., причем часть матрицы *13* соединена с коромыслом *23* этого м.

Звенья *22, 21, 20, 19, 24* и *23* образуют структурную группу IV класса с шестью подвижными звеньями и девятью кинематическими парами (см. *Структурная группа*). Данная группа подсоединена к шатуну *10* кривошипно-ползунного м.

ГРАФИЧЕСКОЕ ДИФФЕРЕНЦИРОВАНИЕ – процесс, обратный графическому интегрированию.

ГРАФИЧЕСКОЕ ИНТЕГРИРОВАНИЕ – получение интеграла функции графическим путем. На сх. *а* функция задана в виде графика $v(t)$ с учетом масштабных коэффициентов M_v и M_t. Действительное значение v определяют, разделив ординату на графике на M_v.

Г. осуществляют, используя геометрическую интерпретацию интеграла или дифференциала. Заменяют кривую $v(t)$ ступенчатой линией, как показано на



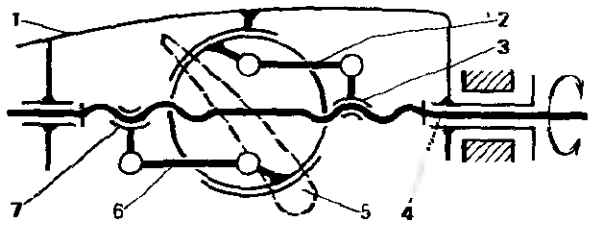
сх. *а*, при этом площади заштрихованных фигур над кривой делают приблизительно равными площадям заштрихованных фигур под кривой. Затем из произвольно выбранного полюса P_v проводят лучи до пересечения с осью $M_v v$ в точках пересечения ее с горизонтальными участками ступенчатой линии. Затем задают начальное значение интеграла $M_s s_0$ (сх. *б*), из полученной точки проводят прямую *1"* с наклоном таким же, что и луч *1* на сх. *а*, затем через точку пересечения прямой *1"* и вертикальной прямой *1'* проводят прямую *2"*, параллельную лучу *2*, далее через точку пересечения прямой *2"* и вертикальной прямой *2'* проводят третий луч *3"*, параллельный лучу *3* и т. д. Огибающая к проведенным лучам и будет искомая кривая.

Масштабный коэффициент $M_s = \frac{M_t M_v}{p_v}$, где p_v – расстояние от начала отсчета до полюса P_v.

Графическое *дифференцирование* проводят точно так же, но в обратном порядке: сначала проводят касательные к кривой на сх. *б*, затем лучи, параллельные касательным, и по пересечению лучей с осью ординат определяют ординаты кривой на сх. *а*.

ГРЕБНОГО ВИНТА М. – устр. для поворота лопастей гребного винта.

Лопасть *5* шарнирно соединена с корпусом винта *1*, а посредством тяг *2* и



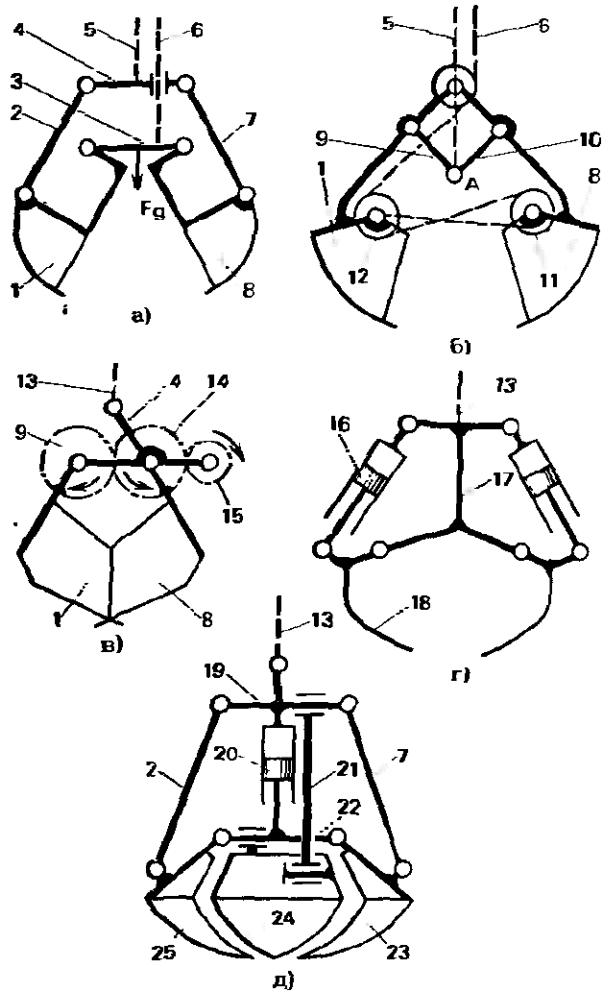
6 – соответственно с гайками *3* и *7*. Гайки взаимодействуют с винтом *4*, который имеет участки с левой и правой резьбой, соответствующие резьбе гаек.

При вращении винта *4* относительно корпуса *1* гайки *7* и *3* сближаются или отдаляются друг от друга. Движение гаек через тяги *2* и *6* преобразуется в поворот лопасти *5*.

ГРЕЙФЕР (нем. Greifer, от greifen – хватать) – грузозахватный м. с поворотными челюстями.

Г. на сх. *а* подвешен на канате *5* к грузоподъемной машине. К траверсе *4* шарнирно присоединены тяги *2* и *7*, на которых подвешены соответственно челюсти *1* и *8*. Челюсти между собой соединены шарнирно посредством звена *3*, подвешенного на замыкающем канате *6*.

При ослабленном канате *6* челюсти под действием веса $\bar{F}_g$ и собственного веса раскрыты. Закрытие челюстей и



соответственно захват груза осуществляют натяжением каната *6*. Закрытый Г. перемещают при натяжении обоих канатов. Ослабление каната *6* приводит к раскрытию челюстей. Эти операции осуществляются с помощью специальных грейферных лебедок.

В сх. *б* челюсти *1* и *8* соединены между собой шарнирно и посредством звеньев *9, 10*. Звенья *1, 9, 10* и *8* образуют замкнутый симметричный четырехзвенный шарнирный м. (в частном случае ромб). Шарнир *A* закреплен на канате *5*. Раскрытие челюстей происходит под действием их веса, а закрываются они с помощью полиспаста. Замыкающий канат *6*, перекинутый через блоки *11* и *12*, стягивает челюсти.

На сх. *в* Г. подвешен на одном канате *13*. Управление челюстями осуществляется с помощью специального привода, установленного на траверсе *4*. От электродвигателя через зубчатые колеса *15, 14* и *9* поворачиваются челюсти *1* и *8*.

На сх. *г* крюки *18* для захвата бревен шарнирно связаны с траверсой *17* и управляются с помощью гидроцилиндров *16*. Траверса *17* подвешена на канате *13*. Гидроцилиндр *16* и звено *18* относительно траверсы *17* образуют кулисно-коромысловый м.

На сх. *д* – многочелюстной Г., управляемый одним гидроцилиндром *20*. Челюсти *25, 24, 23* связаны с траверсой *19*, подвешенной на канате *13*, соответственно посредством тяг *2, 21, 7*. Челюсти шарнирно соединены также со звеном *22*, перемещаемым посредством гидроцилиндра *20*.

ГРЕЙФЕРНЫЙ М. В КИНОТЕХНИКЕ – см. *Прерывистого однонаправленного движения м.*

ГРУЗОУПОРНЫЙ ТОРМОЗ – фрикционный тормоз, управляемый автоматически в зависимости от вращающего момента на входном звене.

Г. выключается только при наличии вращающего момента на входном звене, достаточного для преодоления сил сопротивления, приведенных к входному звену.

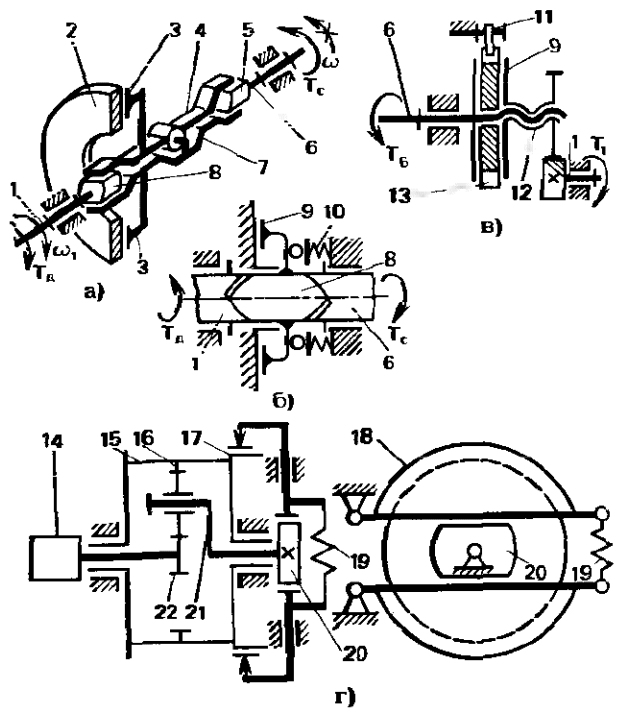
Г. включается при отсутствии вращающего момента на входном звене.

На сх. *а* при наличии вращающего момента $\bar{T}_д$ и момента сил сопротивления $\bar{T}_c$ вал *1* начинает проворачиваться в сторону $\bar{\omega}_1$, кулачок *8* раздвигает упругие пластины *4* и *7*, а вместе с ними отводит колодки *3* от неподвижного диска тормоза *2*. Пластины *4* и *7* при этом зажимают кулачок *5* и поворачиваются далее вместе с кулачком *8*. Размеры кулачка *8* выбраны такими, чтобы он мог повернуться относительно пластин на ограниченный угол.

Если момент $\bar{T}_д$ недостаточно велик, чтобы преодолеть момент сил сопротивления $\bar{T}_c$, то кулачок *5* раздвигает пластины *4* и *7*, а колодки *3* прижимаются к диску *2*, вал *6* при этом останавливается. При отсутствии момента $\bar{T}_д$ колодки прижаты к диску благодаря упругости пластин. Вращение звена *6* в направлении $\bar{\omega}$ под действием $\bar{T}_c$ невозможно в этом случае.

В сх. *б* аналогичное взаимодействие звеньев достигается путем скосов на валах *1* и *6* и на кулачке *8*, соединенном с подвижным диском тормоза *9*. Здесь показано упругое прижатие звеньев посредством пружины *10*.

Относительный поворот кулачка *8* под действием момента $\bar{T}_д$ или $\bar{T}_c$ при-



водит к его осевому перемещению в ту или иную сторону и, соответственно, – к выключению или включению тормоза.

В сх. *в* входное звено *1* через зубчатую пару приводит во вращение выходной вал *6*, связанный с барабаном лебедки. При подъеме и опускании груза направления моментов $\overline{T}_1$ и $\overline{T}_6$ не меняются.

При подъеме груза $\overline{T}_1$ – движущий момент, $\overline{T}_6$ – момент сил сопротивления. Под действием этих моментов проворачивается гайка *12* и перемещает диск *9* так, что зажимается храповое колесо *13*. Собачка *11* установлена таким образом, что при подъеме возможен поворот храпового колеса, при опускании оно стопорится.

При выключении двигателя тормоз удерживается во включенном состоянии благодаря самоторможению винтовой пары, а собачка *11* не позволяет проворачиваться храповому колесу.

При спуске достаточно небольшого момента, чтобы провернуть гайку и освободить тормоз, но он тут же зажимается снова под действием момента $\overline{T}_6$. Непрерывно освобождая тормоз, можно опускать груз. При этом моментом сил сопротивления в основном будет момент трения поверхностей.

Г. может быть установлен не только между входным и выходным звеньями, но и между стойкой и выходным звеном.

В сх. *г* двигатель *14* соединен с барабаном *15* посредством планетарной передачи, содержащей центральные колеса *22* и *16* и водило *21*, выполняющее роль стойки. С водилом жестко соединен кулачок *20*. При наличии момента на водиле кулачок *20* поворачивается и раздвигает колодки *18*, освобождая тормозной шкив *17*. При отсутствии момента кулачок *20* свободно проворачивается под действием пружины *19*, и колодки *18* зажимают шкив *17*. Момент на водиле из условия равновесия передачи равен сумме моментов на центральных колесах при включенном двигателе. Момент на водиле отсутствует при выключенном двигателе. Следовательно, при выключении двигателя тормоз автоматически включается.

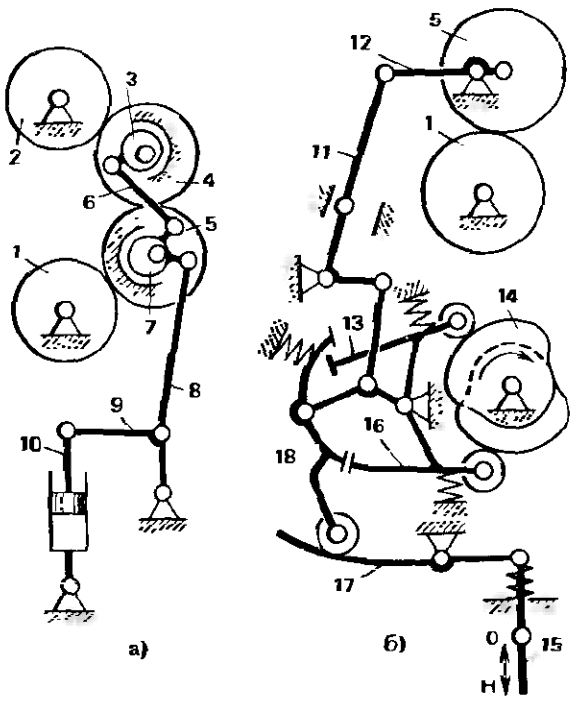
ГРУППА СТРУКТУРНАЯ – см. *Структурная группа*.

Д

ДАВЛЕНИЯ М. (полиграф.) – устр. для прижатия формного цилиндра к печатному цилиндру при подаче между ними листа бумаги.

На сх. *а* к печатным цилиндрам *1* и *2* прижимают соответственно формные цилиндры *5* и *4*. Последние установлены соответственно на эксцентриковых осях *7* и *3*. Оси соединены между собой тягой *6*. При этом образуется антипараллелограмм. Оси поворачиваются посредством шатуна *8* и коромысла *9*, приводимого от пневмоцилиндра *10*. При повороте осей формные цилиндры прижимаются к печатным.

В сх. *б* эксцентрично установленный формный цилиндр *5* прижимают к печатному цилиндру *1*. Коромысло *12*, на котором установлен цилиндр *5*, поворачивается от кулачка *14* через систему звеньев. На сх. показано положение нажатия. Коромысло *16* взаимодействует с упором рычага *18* благодаря движению ползуна *15* в направлении *H* и соответствующему положению кулачка *17*. Коро-



мысло *16* поворачивается вместе с рычагом *18* и через звенья *11, 12* прижимает цилиндр *5* к цилиндру *1*. При движении ползуна *15* в направлении *O* кулачок *17* занимает положение, при котором рычаг *18* упирается в коромысло *13* и поворачивается вместе с ним. Коромысло *16* при этом движется свободно. Цилиндр *5* отводится от цилиндра *1*.

Д'АЛАМБЕРА ПРИНЦИП [по имени франц. математика и философа Ж. Д'Аламбера (J. D'Alembert, 1717–1783)] – один из принципов динамики, согласно которому приложенные к точкам материальной системы «задаваемые» (активные) силы могут быть разложены на «движущие» силы, сообщающие точкам системы ускорения, и на «потерянные» силы, уравновешивающиеся противодействиями (реакциями) связей.

Другая формулировка Д.: если к действующим на точки материальной системы заданным (активным) силам и силам реакций связей присоединить даламберовы силы инерции, т. е. взятую с обратным знаком векторную сумму произведений масс всех материальных точек системы на их ускорения, то полученная система сил будет находиться в равновесии. Д. позволяет решать динамические задачи методами статики (см. *Кинетостатика*).

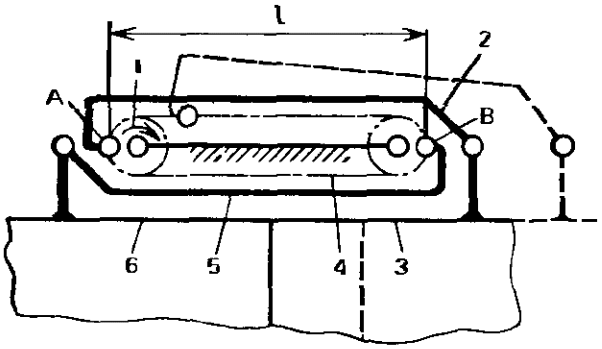
Д'АЛАМБЕРА – ЛАГРАНЖА ПРИНЦИП [по имени франц. математика и философа Ж. Д'Аламбера (J. D'Alembert, 1717–1783) и по имени франц. математика и механика Ж. Л. Лагранжа (J. Lagrange, 1736–1813)] – один из основных принципов механики, объединяющий *возможных перемещений принцип* и *Д'Аламбера принцип*. Согласно Д., если к действующим на точки механической системы активным силам присоединить силы инерции, то при движении механической системы с идеальными связями (см. *Связи*) сумма элементарных работ активных сил и сил инерции на любом возможном перемещении системы равна нулю. Д. выражается равенством, которое наз. общим уравнением механики:

$$\sum_{i=1}^{n} (F_i \cos\alpha_i - m_i a_i \cos\beta_i)\,\delta s_i = 0,$$

где F_i, m_i, a_i, δs_i – соответственно активная сила, масса, ускорение и возможное перемещение i-й материальной точки системы; α_i и β_i – углы между направлениями соответствующих сил и возможных перемещений; n – число материальных точек системы.

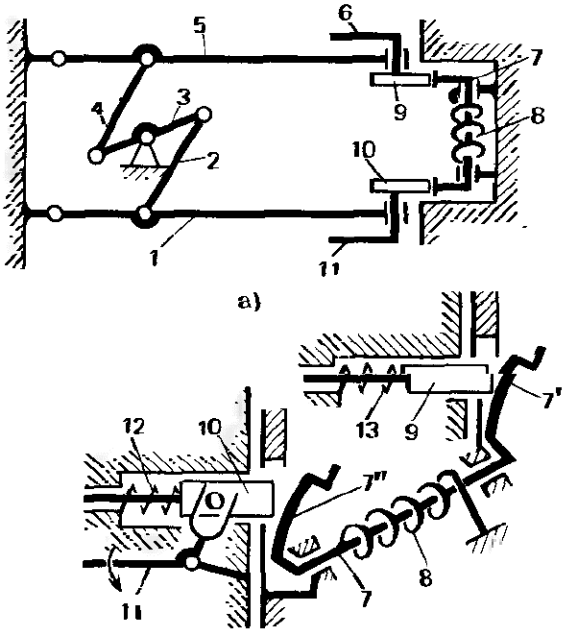
Д. позволяет изучать движение системы с идеальными связями, не вводя в уравнение неизвестные реакции связей.

ДВЕРЕЙ ЛИФТА М. – устр. для преобразования движения вала двигателя в перемещения дверей лифта.



Двигатель *1* приводит в движение цепь *4*, с которой шарнирно через шатуны *2* и *5* соединены двери *3* и *6* соответственно. При перемещении шарниров *A* и *B* перемещаются двери, каждая на величину *l* в разные стороны. Относительный ход дверей равен *2l*.

ДВЕРЕЙ ТАМБУРА М. – устр. для одновременного открывания дверей, расположенных по разные стороны тамбура.



Двери *1* и *5* (сх. *а*) связаны между собой кинематической цепью: шатун *4*, коромысло *3* и шатун *2*. При повороте одной из дверей вторая благодаря такой связи поворачивается в противоположную сторону. Защелки каждой из дверей позволяют открывать их одновременно нажатием на одну из ручек *6* или *11*. Поворот, например, ручки *11* (сх. *б*) приводит к преодолению усилия пружины *12* и перемещению ползуна *10* влево. Под действием пружины *8* поворачиваются кулачки *7''* и *7'*, жестко связанные валом *7*. Кулачок *7'* «утапливает» ползун *9*, преодолевая усилие пружины *13*. Жесткости пружин подобраны таким образом, что при защелкивании замка обе пружины *12* и *13* преодолевают действие пружины *8*, закручивая ее, но достаточно одну из пружин *12* или *13* сжать, как пружина *8* преодолеет действие другой пружины.

ДВИЖЕНИЕ – см. *Механическое движение.*

ДВИЖЕНИЯ ТКАНИ М. (швейн.) – устр. для шагового продвижения ткани в швейных машинах. Ткань продвигается либо рейками, либо специальными дисками. Д. на сх. *а* приводится от кривошипа *5* и представляет собой кривошипно-коромысловый м. (звенья *5*, *8*, *1*) с присоединенными к нему параллельно структурными группами (звенья *7*, *6* и *2*, *4*).

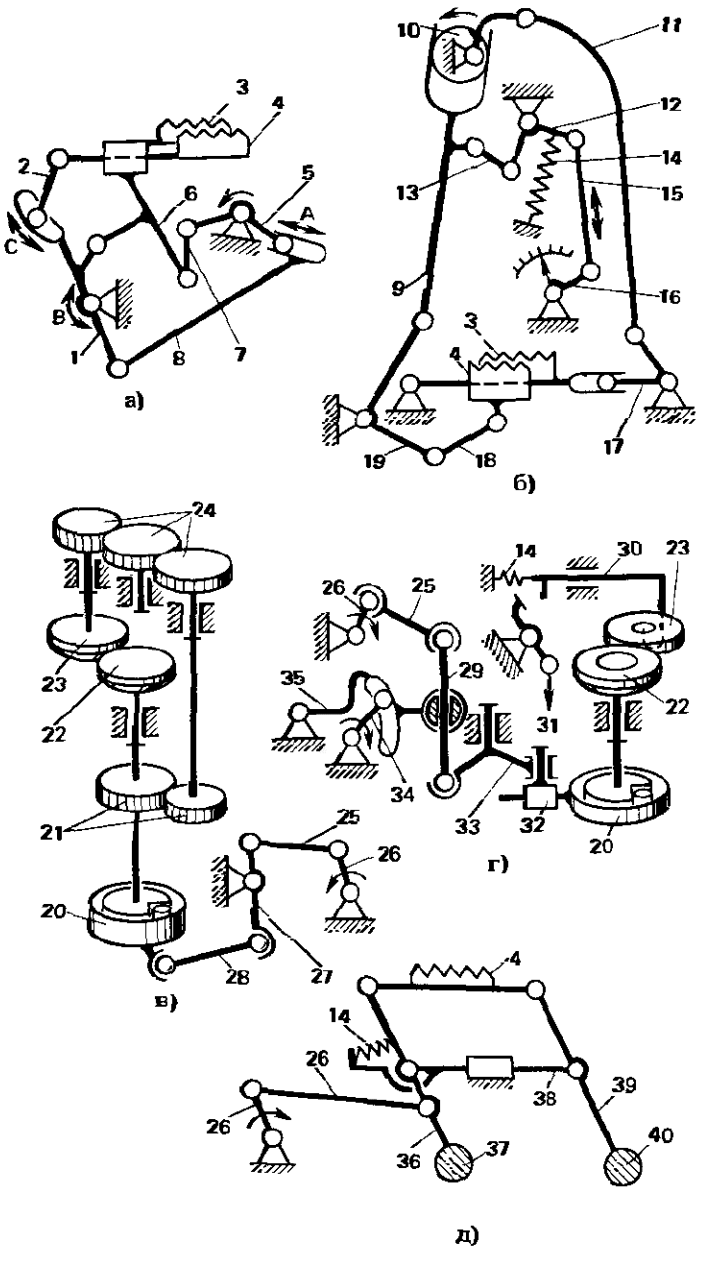
Кинематическая цепь звеньев *5*, *7*, *6* в основном обеспечивает вертикальное перемещение реек (подающей *3* и вытягивающей *4*), а цепь *5*, *8*, *1*, *2* – их продольное относительное перемещение. Ход и взаимное положение реек регулируются относительным перемещением и фиксацией деталей в узлах *A*, *B* и *C*.

В устр. на сх. *б* от эксцентрика *10* через звенья *9*, *19*, *18* передается продольное перемещение рейке *4*. Совместное качательное движение реек *3*, *4* обеспечивается звеньями *10*, *11*, *17*. Положение и характер качания звена *9* определяются посредством м. регулирования частоты строк, содержащего звенья *13*, *12*, *15*, *16* и пружину *14*. Звено *15* имеет регулируемую длину.

В устр. на сх. *в* движение от кривошипа *26* через звенья *25*, *27*, *28* передается обойме м. свободного хода *20* и преобразуется в прерывистое однонаправленное движение. От м. *20* движение передается заднему диску *22* и через зубчатые передачи *21*, *24* – переднему диску *23*.

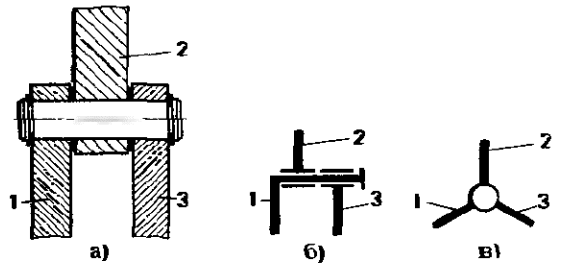
В устройстве на сх. *г* один диск *22* – ведущий – приводится от главного вала *26* через звенья *25*, *29*, *33*, *32* и м. свободного хода. При этом положение звена *29* определяется движением кулисы *35*, приводимой кривошипом *34*. Ведомый диск *23* прижимается к перемещаемой ткани пружиной *14* через ползун *30*. Отводится ведомый диск рычажной системой *31*.

В устр. на сх. *д* привод перемещающей рейки *4* осуществляется от вращающего-



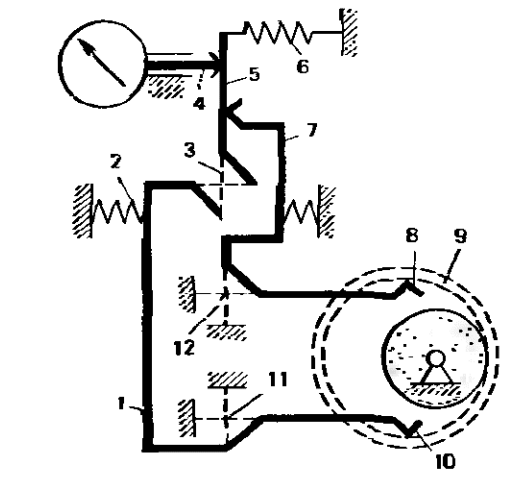
ся кривошипа *26* через шатун *25* и коромысло *36*. Рейка установлена на двух параллельных коромыслах *36* и *39*, которые вместе с ней и ползуном *38* образуют параллелограмм. На концах коромысел установлены противовесы *37* и *40*, а между звеньями *38* и *36* установлена пружина *14*. Образованный таким образом м. имеет две степени свободы. Определенность движения рейки *4* обеспечивается за счет инерции противовесов *37* и *40*, а также упругости пружины *14*.

ДВОЙНОЙ ШАРНИР – совокупность двух вращательных кинематических пар, связывающих три звена и имеющих общую ось вращения.



На сх. *а* звенья *1*, *2* и *3* соединены между собой осью, которая условно может быть отнесена к любому из звеньев. В реальном исполнении ось может быть «плавающей», т. е. жестко не соединенной ни с одним из звеньев, а может быть закреплена на одном из звеньев. В кинематических сх. Д. обозначают, как показано на сх. *б* и *в*. Д. может быть представлен в виде совокупности любых двух пар из возможных сочетаний: *1–2*, *2–3*, *1–3*.

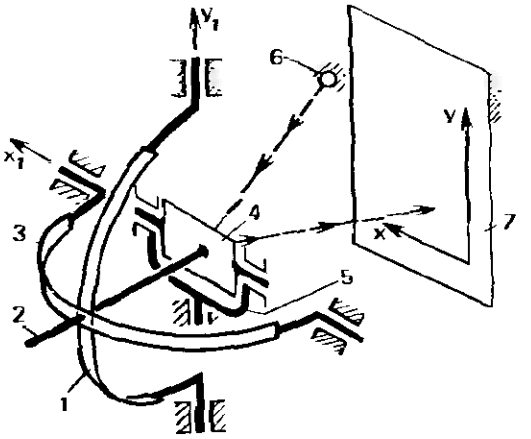
ДВУХКОНТАКТНОГО ИЗМЕРЕНИЯ М. – устр. для измерения отклонений диаметра шлифуемой детали, совершающей колебания относительно ее оси вращения.



Диаметр детали *9* измеряется с помощью наконечников *8* и *10*, контактирующих с деталью. Перемещение наконечников *8* и *10* передается соответственно на рычаги *7* и *1*. Рычаги *7* и *1* присоединены к корпусу посредством упругих шарниров *12* и *11*, представляющих собой расположенные под прямым углом листовые пружины. Движение от рычагов *7* и *1* передается на суммирующий рычаг *5*. Этот рычаг соединен с рычагом *1* посредством упругого шарнира *3*, а с рычагом *7* – с помощью ножевой опоры. Далее движение передается на ножку индикатора *4*. Рычаг *5* удерживается пружиной *6*, а рычаг *1* прижат пружиной *2*. Соединен с корпусом прибора с помощью пружины также рычаг *7*, благодаря чему обеспечивается постоянный контакт наконечников *8* и *10* с деталью *9*. Принцип действия прибора основан на регистрации разности перемещений наконечников *8* и *10*. Длины рычагов кинематических цепей от наконечника до индикатора выбраны такими, что передаточные отношения обеих кинематических цепей одинаковы. Перемещения наконечников в одну сторону на одну и ту же величину приводят к одновременному повороту рычагов *7* и *1* в одну сторону и повороту рычага *5* вокруг точки контакта с ножкой индикатора. При этом стрелка индикатора не отклоняется. Рычаг *5* перемещает ножку индикатора только при несинхронном перемещении наконечников *8* и *10*, т. е. при изменениях диаметра детали.

ДВУХКООРДИНАТНЫЙ ИНДИКАТОРНЫЙ М. – устр. для одновременной развертки светового луча по двум осям координат.

Стержень *2* прикреплен к зеркалу *4*, установленному в поворотной вилке *5* с возможностью поворота вокруг горизонтальной оси. Сама вилка может вращаться вокруг вертикальной оси. Стержень *2* приводится в движение водилом *1* и водилом *3*.



Луч света от излучателя *6* отражается от зеркала *4* и падает на экран *7*. Развертка луча на экране вдоль оси *x* осуществляется поворотом водила *1* вокруг оси y_1, а развертка вдоль оси *y* – поворотом водила *2* вокруг оси x_1.

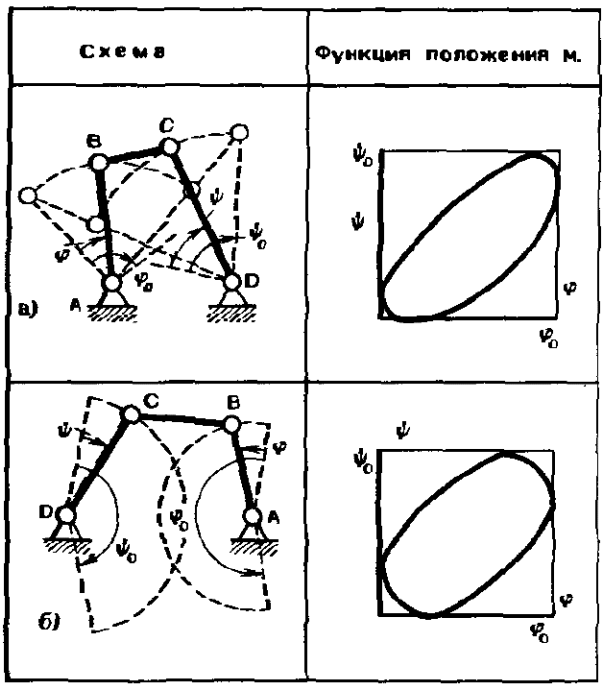
ДВУХКОРОМЫСЛОВЫЙ М. – шарнирный четырехзвенный м., в состав которого входят два коромысла.

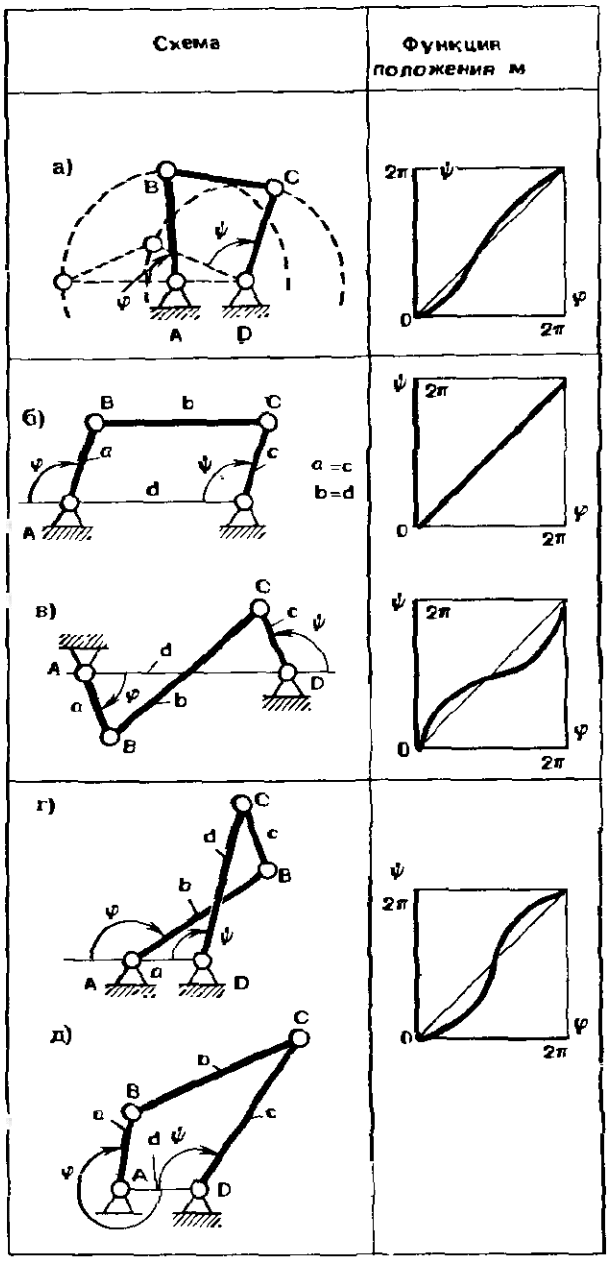
Д. служит для преобразования качательного движения одного коромысла *AB* в качательное движение другого коромысла *CD*. Коромысла *AB* и *CD* взаимодействуют посредством шатуна *BC*. Каждому значению угла поворота φ коромысла *AB* (кроме крайних положений звена *AB*) соответствуют два значения ψ коромысла *CD*, и наоборот – каждому значению ψ (кроме крайних положений звена *CD*) соответствуют два значения φ. Функция положения м. имеет замкнутую форму и может быть реализована только при задании определенного направления при переходе звеньев через мертвые точки. Обозначения: φ_0, ψ_0 – соответственно наибольшие размахи коромысел *AB* и *CD*.

Сх. *а* характеризуется произвольным расположением углов φ_0 и ψ_0 относительно линии *AD*, в сх. *б* линия *AD* является осью симметрии углов φ_0 и ψ_0.

Условия существования Д. следующие: 1) для сх. *а* $BC + CD < AB + AD$, причем *BC* – наименьшая, а *CD* – наибольшая длина из длин звеньев и расстояния *AD*; 2) для сх. *б* $AB + AD < CD + BC$, причем *AB* – наименьшая, а *AD* – наибольшая длина.

ДВУХКРИВОШИПНЫЙ М. – шарнирный четырехзвенный м., в который входят два кривошипа.





Д. служит для передачи и преобразования вращательного движения. При вращении кривошипа AB движение через шатун BC передается кривошипу CD. Углу поворота φ одного кривошипа соответствует угол поворота ψ другого кривошипа. За один оборот одного кривошипа другой кривошип совершает также один оборот. Равномерному вращению в процессе одного оборота кривошипа AB соответствует равномерное (сх. *б*) или неравномерное (сх. *а*, *в*, *г*, *д*) вращение кривошипа CD.

Условия существования Д. следующие: 1) для сх. *а* $AD + AB < AD + CD$, где AD – наименьшая, AB – наибольшая из всех длин звеньев; 2) для сх. *б* и *в* $a = c, b = d$; 3) для сх. *г* $d = b, c = a, b > a$; 4) для сх. *д* $a = d, c = b, b > a$.

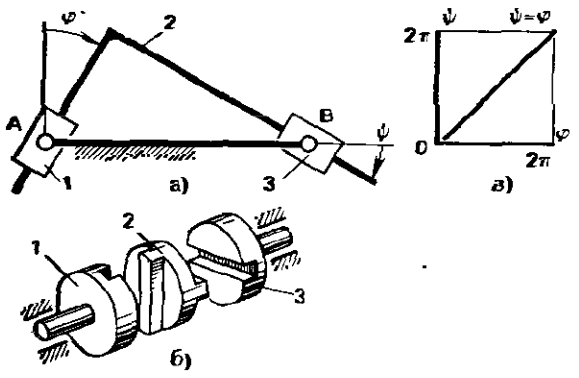
Д. по сх. *б* наз. параллелограммом, а также м. параллельных кривошипов, Д. по сх. *в* наз. антипараллелограммом.

Размеры звеньев подбирают в зависимости от требуемой функции положения м.

ДВУХКУЛИСНЫЙ М. – рычажный четырехзвенный м., в состав которого входят две кулисы.

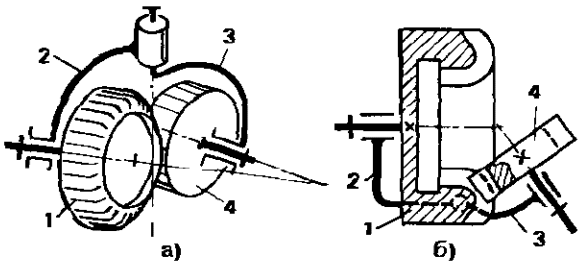
Д. служит для передачи вращательного или качательного движения от одной кулисы к другой. Кулисы *1* и *3* (сх. *а*) взаимодействуют посредством промежуточного звена – шатуна *2*. Звено *2* входит в состав двух поступательных пар. Оно может быть представлено в виде двух жестко соединенных направляющих. В частном случае направляющие ориентированы под прямым углом.

Зависимость между углом поворота φ одной кулисы и углом поворота ψ другой кулисы характеризует функция положения м. (сх. *в*). Передаточное отношение Д. постоянно и равно единице.



Это свойство обусловило использование Д. в компенсирующих муфтах (сх. *б*). На сх. *б* дан конструктивный вариант Д., наз. крестовой муфтой. Входное *1* и выходное *3* звенья взаимодействуют посредством промежуточного звена *2*. Данное устр. позволяет передавать вращение при несоосности звеньев *1* и *3*.

ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ОГИБАНИЕ В ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – образование поверхностей зубьев зубчатого колеса при двух параметрах огибания – вращении долбяка и независимом изменении угла между его осью и осью заготовки.



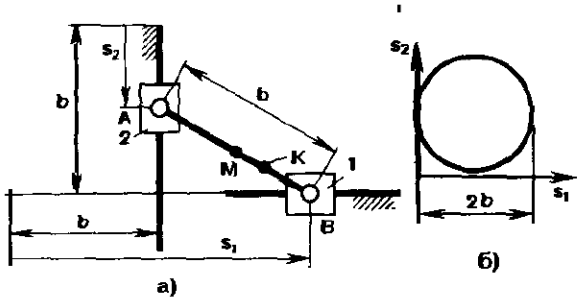
Д. позволяет получать бочкообразные зубья. Такая форма зубьев обеспечивает их взаимодействие в передачах с изменяемым углом между осями колес. На сх. *а* – внешнее зацепление таких колес, а на сх. *б* – внутреннее зацепление. Одно из колес *4* выполняют цилиндрическим прямозубым, а зубья колеса *1* получают двухпараметрическим огибанием. Валы колес установлены на подшипниках в звеньях *2* и *3*, образующих вращательную пару. Такой м. используют в манипуляторах для передачи движения от вала к валу с изменяемым углом между их осями. Контакт зубьев в рассматриваемой передаче точечный. Точка контакта описывает в пространстве плоскость зацепления, перпендикулярную оси цилиндрического колеса. Ось относительного поворота звеньев *2* и *3* перпендикулярна плоскости, в которой лежат оси колес при их пересечении, или параллельна межосевой линии при скрещивании осей колес.

ДВУХПОДВИЖНАЯ ПАРА – кинематическая пара с двумя степенями

свободы в относительном движении ее звеньев (см. *Кинематическая пара*).

ДВУХПОДВИЖНАЯ СФЕРИЧЕСКАЯ ПАРА – двухподвижная кинематическая пара, допускающая сферическое движение одного звена относительно другого (см. *Кинематическая пара*).

ДВУХПОЛЗУННЫЙ М. – рычажный четырехзвенный м., в состав которого входят два ползуна, перемещаемых по неподвижным направляющим.



Д. служит для преобразования поступательного движения одного ползуна *1* в поступательное движение другого ползуна *2*. Направляющие для перемещения ползунов расположены под углом. Взаимодействуют ползуны посредством шатуна *AB*. При расположении направляющих под прямым углом (сх. *а*) функция положения м., связывающая перемещения ползунов s_1 и s_2, имеет форму окружности (сх. *б*) и записывается в виде $s_2 = b \pm \sqrt{b^2 - (s_1 - b)^2}$. Это означает, что оба ползуна эквивалентны с точки зрения выполнения ими функций входного или выходного звена. Каждому значению перемещения входного звена соответствуют два значения перемещений выходного звена, кроме крайних положений входного звена. Полный ход ползуна в одном направлении равен $2b$, где b – длина шатуна. Особенностью данной сх. Д. является то, что точки шатуна *AB* движутся по эллиптическим траекториям, например т. *K* описывает эллипс с полуосями *AK* и *KB* (см. *Эллипсограф*). В частном случае т. *M* описывает окружность, если $AM = MB$. Радиус окружности *AM*.

ДВУХПОТОЧНАЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Гидромеханическая двухпоточная передача.*

ДЕБАЛАНС – см. *Вибровозбудитель.*

ДЕБАЛАНСНЫЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ – см. *Вибровозбудитель.*

ДЕВИАЦИЯ (позднелат. deviatio от лат. devio – уклоняюсь с дороги) – отклонение движения точки от заданной траектории, отклонение транспортного средства от заданного курса.

ДЕЛИТЕЛЬНАЯ ГОЛОВКА ЗУБА – см. *Зуб.*

ДЕЛИТЕЛЬНАЯ НОЖКА ЗУБА – см. *Зуб.*

ДЕЛИТЕЛЬНАЯ ОКРУЖНОСТЬ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – окружность, принадлежащая делительной поверхности зубчатого колеса. Обозначают диаметр и радиус Д. соответственно d_1, d_2 и r_1, r_2, где индекс 1 относится к шестерне, а индекс 2 – к колесу.

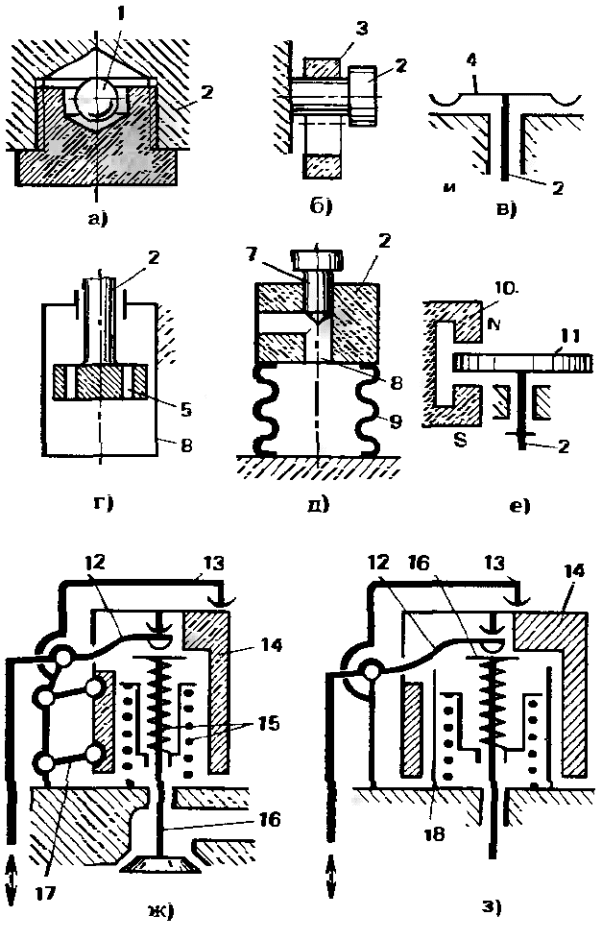
ДЕЛИТЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – соосная поверхность зубчатого колеса, которая является базовой для определения элементов зубьев и их размеров.

ДЕЛИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ – межосевое расстояние a цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров d_1 и d_2 зубчатых колес при внешнем зацеплении или полуразности при внутреннем зацеплении: $a = \frac{d_2 \pm d_1}{2}$.

ДЕМПФЕР (нем. Dämpfer – глушитель, от dämpfen – заглушать) – устр. для успокоения (демпфирования) или предотвращения вредных механических колебаний звеньев машин и м. путем поглощения энергии.

Д. в м., обеспечивающий затухание колебаний, которые возникают при переходе подвижной части м. из одного положения равновесия в другое, наз. успокоителем.

В качестве средств поглощения энергии колебаний используют удары тел (сх. *а, б, жс, з*), сухое трение (сх. *в*), трение жидкости или газа при истечении их через специальные каналы (сх. *г, д*), электромагнитную индукцию (сх. *е*).



В представленных сх. механическая энергия в основном преобразуется в тепловую.

В сх. *а* шарик *1* помещен в закрытом гнезде звена *2*. При колебаниях звена *2* шарик ударяется о стенки гнезда.

В сх. *б* кольцо *3* установлено с зазором на звене *2*. При колебаниях звена *2* кольцо ударяется по поверхности звена *2*.

В сх. *в* звено *2* в виде вала имеет диск *4*, прижимаемый к неподвижному звену. При вращательных (крутильных) колебаниях звена *2* диск *4* трется по поверхности неподвижного звена.

В сх. *г* при колебаниях штока *2* с поршнем, помещенным в неподвижный цилиндр *6*, жидкость перетекает через канал *5* поочередно из одной полости в другую.

В сх. *д* при колебаниях массы *2*, установленной на упругом сильфоне *9*, воздух перетекает из внутреннего пространства сильфона в свободное пространство и наоборот. Сечение канала *8* для перетекания воздуха может регулироваться с помощью винта *7*.

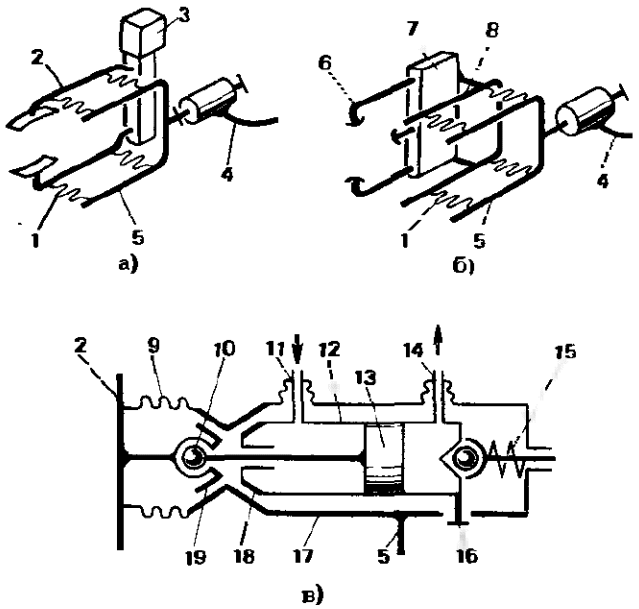
В сх. *е* диск *11* при вращательных колебаниях вала *2* пересекает магнитные силовые линии поля, созданного магнитом *10*. При этом образуются вихревые токи, поглощающие энергию колебаний.

На сх. *ж* и *з* представлены исполнения инерционно-ударного Д. в клапанном м. двигателя внутреннего сгорания. Движение клапану *16* передается от распределительного м. посредством коромысла *12*. При движении клапана *16* вниз сжимаются пружины *15*, а звено *14* опускается вниз. При движении коромысла, освобождающем пружины, клапан с ускорением движется вверх. Масса звена *14* вследствие инерции приводит к более медленному нарастанию ускорения и смягчению удара клапана по поверхности седла. Энергия, переданная звену *14*, обусловливает его дальнейшее движение (после закрытия клапана) и удар о корпус *13*.

Звено *14* в сх. *ж* подвешено к корпусу *13* посредством параллелограмма *17* (см. *Двухкривошипный м.*), а в сх. *з* оно установлено так, что может поступательно перемещаться на втулке *18*.

ДЕМПФЕР ЗАХВАТНОГО УСТР. – м. соединения захватного устр. с манипулятором, обеспечивающий гашение динамических нагрузок на манипулятор при захвате и в начале перемещения объекта.

Захватное устр. (сх. *а*) выполнено в виде двух частей – губок *2*, управляемых приводом *3*, и звена *5*, шарнирно соеди-



ненного с манипулятором *4*. Обе части соединены между собой демпферами *1*.

На сх. *б* – трехстороннее захватное устр. с губками *6*, управляемыми приводом *7*, установленным на рамке *8*, которая соединена демпферами *1* со звеном *5*.

На сх. *в* приведено конструктивное решение Д., установленного между звеньями *2* и *5*. Основу Д. составляют гибкий элемент *9* и устр. его блокировки, приводимое пневмоцилиндром *12*. Процесс захвата начинается при наличии только гибкой связи между звеньями *2* и *5*. Сферический шарнир *10* и гибкая подвеска цилиндра *12* обеспечивают свободу относительного перемещения звеньев *2* и *5*. Цилиндр поджат в осевом направлении пружиной *15*, а от проворота удерживается штифтом *16*. После того как губки зажмут объект, подается воздух в канал *11* и выпускается из канала *14*. Поршень *13* перемещается вправо, а цилиндр *12* – влево. Конусы *18* и *19* сближаются и центрируют звено *17*, между звеньями *2* и *5* осуществляется жесткая связь.

При гибкой связи динамические нагрузки, обусловленные погрешностями относительного положения объекта и захватного устр., не передаются на манипулятор. Осуществление жесткой связи начинается, когда процесс захвата завершен и объект вместе с подвижной частью захватного устр. подтягивается к манипулятору.

ДЕТАЛИ МАШИН – 1) отдельные составные части и их простейшие соединения в машинах; 2) научная дисциплина о расчете и конструировании соединений, механических передач, муфт и их деталей, валов, осей и опор, пружин, уплотнений и корпусов.

ДЕТАЛЬ (франц. detail) – часть изделия, в которой нет разъемных и неразъемных соединений.

ДИАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ПЕРЕДАЧИ – диаметры, характеризующие соосные окружности зубчатых колес с эвольвентными зубьями. Ниже приведены зависимости для колес внешнего зацепления.

Делительный диаметр – диаметр делительной окружности $d = \frac{zm}{\cos\beta}$, где z – число зубьев соответствующего колеса; m – модуль, β – угол наклона зубьев.

Начальный диаметр – диаметр начальной окружности шестерни $d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}$, колеса $d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1}$, где a_w – межосевое расстояние; u – передаточное число.

Диаметр вершин зубьев – диаметр окружности, принадлежащей поверхности вершин зубьев (см. *Зуб*):

$$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)m,$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки (см. *Исходный контур*); x – коэффициент смещения исходного контура соответствующего колеса; Δy – коэффициент уравнительного смещения.

Диаметр впадин – диаметр окружности, принадлежащей соосной поверхности, касающейся дна впадины:

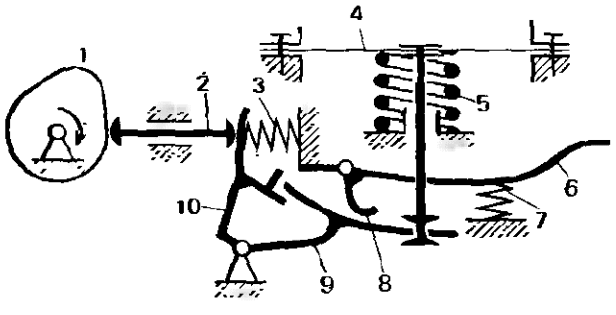
$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m,$$

где c^* – коэффициент радиального зазора (см. *Исходный контур*).

ДИАФРАГМЕННОГО НАСОСА М. – устр. для сообщения колебательного движения диафрагме.

Привод Д. осуществляется посредством кулачкового м. Движение от кулачка *1* через толкатель *2*, рычаги *10* и *9* передается диафрагме *4*. Диафрагма вниз движется от кулачкового м., а вверх – под воздействием пружины *5*. Силовое замыкание кулачкового м. осуществляется пружиной *3*.

Для ручного привода нажимают на рычаг *6*, преодолевая сопротивление пружины *7*. Упор *8* рычага *6* взаимо-



действует с рычагом *9*, который передает движение диафрагме *4*.

ДИНАМИКА (от греч. dynamikós – сильный, dýnamis – сила) – раздел механики, в котором изучаются движения механических систем под действием сил.

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА – см. *Нагрузка.*

ДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРА – см. *Неуравновешенность ротора.*

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ М. – определение движения звеньев м. по приложенным к ним силам или определение сил по заданному движению звеньев.

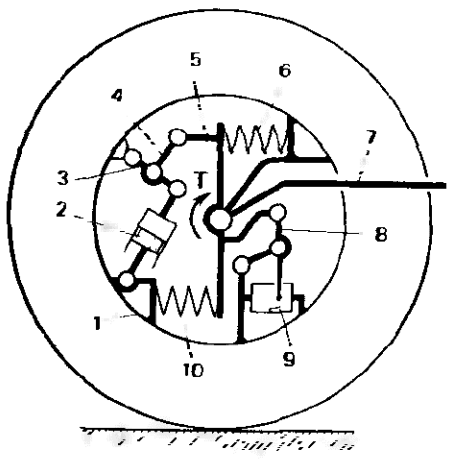
ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ М. – проектирование кинематической схемы м. с учетом его динамических свойств.

ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ М. – см. *Уравновешивание м.*

ДИНАМИЧНОСТИ КОЭФФИЦИЕНТ – отношение максимальной абсолютной величины ускорения выходного звена с учетом упругости звеньев к максимальной абсолютной величине ускорения этого же звена без учета упругости звеньев.

ДИНАМОМЕТРИЧЕСКОЕ КОЛЕСО – устр. для определения тягового или тормозного усилия при качении колеса по плоскости.

Д. устанавливают на транспортном средстве вместо обычного колеса. Д. имеет встроенное в ступицу *1* измерительное устр. Ступица шарнирно соединена с рамой машины *7*. Ступица *1* связана пружинами *6* и *10* со звеном *5*. Звено *5* приводится во вращение от двигателя. Вращающий момент *T* от звена *5* передается ступице *1* через пружины *6* и *10*.



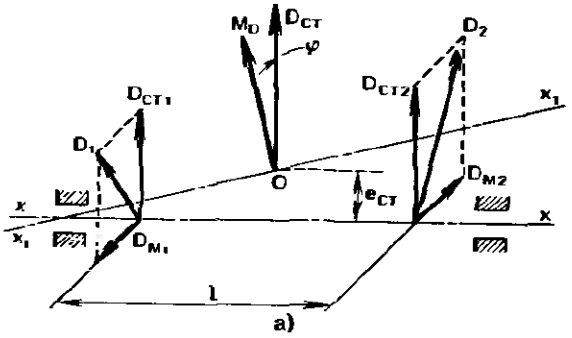
Относительные перемещения звена *5* и ступицы *1* при деформации пружин соответствуют определенной величине момента *T*. Эти перемещения преобразуются посредством шарнирного м. *8* и записываются на барабан *9*. В качестве преобразующего устр. может быть использован, например, прямолинейно направляющий м. Для гашения крутильных колебаний звеньев *1* и *5* они соединены между собой демпфером *2*. Демпфер *2* шарнирно соединен со ступицей *1*, а со звеном *5* – посредством коромысла *3* и шатуна *4*.

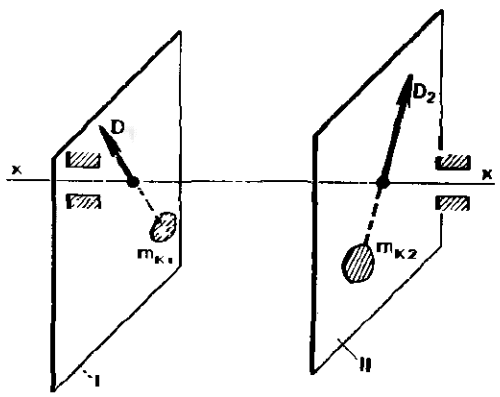
ДИСБАЛАНС (франц. disbalance, от лат. dis – нарушение, утрата и франц. balance – буквально – весы) – векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы m на ее эксцентриситет относительно оси ротора.

Д. характеризуется его значением $D_{CT} = me$ и углом Д. φ, определяющим положение вектора Д. в системе координат, связанной с осью ротора.

Д. измеряют и задают в плоскости, перпендикулярной оси ротора.

Ротор в целом характеризует главный вектор дисбалансов ротора $\overline{D}_{CT}$ и главный момент дисбалансов ротора $\overline{M}_D$





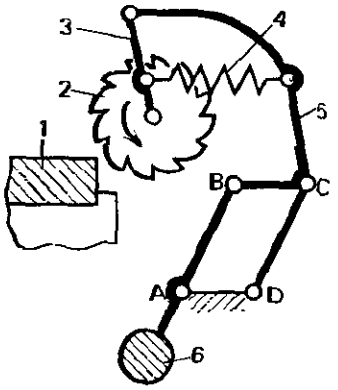
Главный вектор $\bar{D}_{CT}$ перпендикулярен оси ротора *xx*, проходит через центр его масс *O* и равен произведению массы ротора на ее эксцентриситет e_{CT}. Главный вектор равен сумме Д., расположенных в различных плоскостях, перпендикулярных оси ротора.

Главный момент $\bar{M}_D$ равен геометрической сумме моментов всех Д. ротора относительно его центра масс. Главный момент перпендикулярен главной центральной оси инерции x_1x_1 и вращается вместе с ротором. Произведения $\bar{D}_{CT}\omega^2$ и $\bar{M}_D\omega^2$ равны главному вектору и главному моменту сил инерции, обусловленных неуравновешенностью ротора.

На сх. *а* два дисбаланса $\bar{D}_1$ и $\bar{D}_2$. Сумма проекций $\bar{D}_{CT1}$ и $\bar{D}_{CT2}$ равна главному вектору $\bar{D}_{CT}$. Сумма моментов проекций $\bar{D}_{M1}$ и $\bar{D}_{M2}$ равна главному моменту $\bar{M}_D$, в частном случае $\bar{M}_D = \bar{D}_{M2}l$, где $\bar{D}_{M1}$ и $\bar{D}_{M2}$ – равные по величине и противоположно направленные проекции соответственно векторов $\bar{D}_1$ и $\bar{D}_2$. Угол φ – угол между векторами $\bar{D}_{CT}$ и $\bar{M}_D$. Величины $\bar{D}_{CT}$ и $\bar{M}_D$ характеризуют неуравновешенность ротора. Д. уменьшают добавлением или удалением из тела ротора массы, называемой корректирующей массой. Чтобы уменьшить или исключить главный вектор $\bar{D}_{CT}$, достаточно одной корректирующей массы с центром, расположенным на линии вектора. Для уменьшения и исключения главного момента необходимы две корректирующие массы с центрами, располагаемыми в плоскостях коррекции *I* и *II*, перпендикулярных оси ротора (сх. *б*). Положения *I* и *II* выбирают произвольно. В рассматриваемом примере плоскости коррекций проходят через $\bar{D}_1$ и $\bar{D}_2$, а центры корректирующих масс m_{K1} и m_{K2} расположены соответственно на линиях векторов $\bar{D}_1$ и D_2. В этом случае могут быть сведены к нулю величины $\bar{D}_{CT}$ и $\bar{M}_{CT}$. Поскольку на практике не удается свести Д. к нулю, то имеют место понятия достижимого Д. – минимального возможного Д., достигаемого тщательной индивидуальной балансировкой ротора, и допустимого Д. – наибольшего остаточного Д., который считается приемлемым. Степень неуравновешенности оценивается по удельному Д. – отношению модуля главного вектора к массе ротора, т. е. по эксцентриситету массы ротора.

ДИСКОВАЯ МУФТА – см. *Фрикционная муфта.*

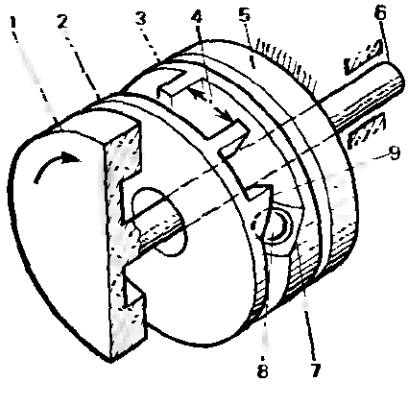
ДИСКОВОЙ ПИЛЫ М. – устр. для сообщения дисковой пиле вращения и перемещения относительно распиливаемого материала.



Дисковая пила *2* с приводом вращения установлена на качающемся звене *3*. Звено *3* шарнирно подвешено к шатуну *5* параллелограмма *ABCD*. Звено *5* при работе пилы перемещают поступательно. Пилу *2* подводят к материалу *1*. При врезании пилы она «самозатягивается» распиливаемым материалом, преодолевая сопротивление пружины *4*. Груз *6*, установленный на звене *AB*, уравновешивает пилу с приводом и звенья м.

ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ – устр. для торможения вращающего вала путем прижатия невращающегося диска к диску, закрепленному на валу.

Диск *1* закреплен на вращающемся валу *6*. Диск *5* закреплен на раме машины. При относительном повороте дисков

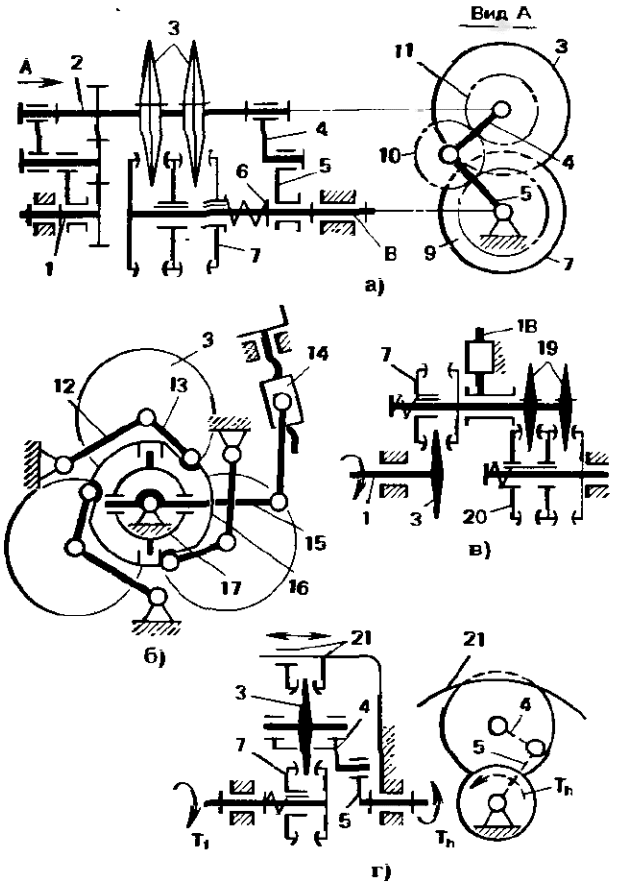


2 и *3*, например посредством кулачка, гидро- или пневмоцилиндра *4* скосы *7* и *9*, взаимодействуя между собой, раздвигают диски. Для уменьшения трения между скосами установлен шарик *8*.

Диски *3* и *5*, *2* и *1* прижимаются друг к другу и наступает режим торможения. Усилие прижатия дисков обратно пропорционально $\mathrm{tg}(\alpha - \rho)$, где α — угол скоса; ρ — угол трения между поверхностями скосов. Чем меньше α, тем больше сила прижатия при одном и том же воздействии элемента управления *4*. Если принять $\alpha < \rho$, то будет иметь место режим самозатягивания (самоторможения) — неуправляемое увеличение силы прижатия. Обычно выбирают $\alpha = 35 \div 40°$.

ДИСКОВЫЙ ФРИКЦИОННЫЙ ВАРИАТОР — передаточный м., содержащий взаимодействующие между собой фрикционные диски с параллельными осями и обеспечивающий бесступенчатое регулирование передаточного отношения путем изменения межосевого расстояния.

На сх. *а* диски *7* с неизменным радиусом дорожки взаимодействия прижаты к дискам *3* пружиной *6*. При изменении межосевого расстояния дисков *7* и *3* изменяется радиус дорожки диска *3*, по которой происходит контакт с диском *7*. Соответственно этому изменяется передаточное отношение. Входной вал *1* выполнен соосно с выходным валом *8*, а промежуточный вал *2* связан с входным валом посредством зубчатых колес *9*, *10* и *11*, с выходным валом — посредством дисков *3* и *7*. Оси зубчатых колес установлены в шарнирах звеньев *4* и *5*. Длина каждого из этих звеньев обеспечивает постоянство межосевого расстояния зубчатых пар *10—11* и *10—9*. В то же время относительный поворот звеньев обеспечивает изменение межосевого расстояния дисков. Обычно в одном ряду устанавливают 3—12 дисков. Кроме того, диски *3* размещают симметрично вокруг оси м., как показано на сх. *б*. Нагрузка при этом распределяется на большое число пар звеньев. Чтобы равномерно распределять нагрузку между пакетами дисков *3*, их оси выполнены самоустанавливающимися в процессе передачи движения. На сх. *б* ось пакета дисков *3* установлена в шарнире звеньев *12* и *13*. Звенья *13* всех трех пакетов соединены между собой при помощи кольца *16*. Кольцо *16* соединено с рычагом *15* посредством звена *17*. Соединения звеньев *15*, *17* и *16* обеспечивают свободу радиальных перемещений звену *16*. Межосевое расстояние изменяют поворотом звена *15* при помощи винтового м. *14*. Поворот звена *15* передается звену *16*. При этом шарнир звеньев *12* и *13* перемещается по отношению к оси вариатора.



В сх. *в* два Д. соединены последовательно для увеличения диапазона регулирования. На входном валу *1* установлен диск *3*, взаимодействующий с диском *7*. Вторая ступень имеет взаимодействующие диски *19* и *20*. Здесь межосевое расстояние изменяют путем перемещения ползуна *18*.

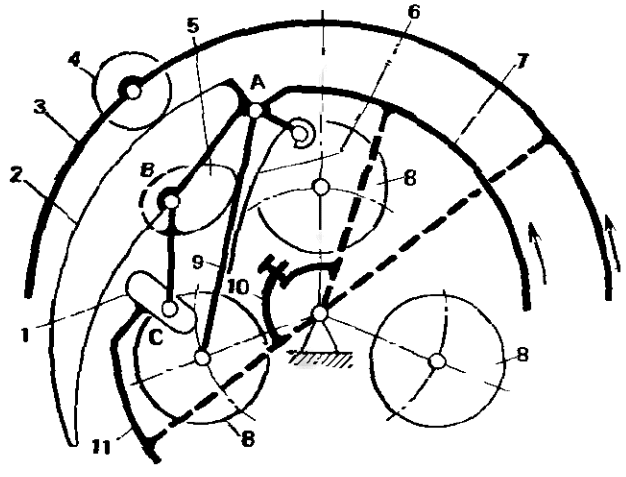
На сх. *г* представлен планетарный Д. Он содержит центральные диски *7*, *21* и диски-сателлиты *3*, установленные на звене *4*, связанном со звеном *5*. Звенья *4*

и 5 выполняют роль водила и обеспечивают возможность перемещения оси сателлита в радиальном направлении. При направлении вращающих моментов $\overline{T}_1$ и $\overline{T}_b$, показанных на сх. *г*, достаточно сдвигать или раздвигать диски *21*. При этом автоматически будет изменяться межосевое расстояние и соответственно передаточное отношение, вычисляемое по формуле: $i = 1 + \frac{r_g r_b}{r_a r_f}$, где r_a, r_b – радиусы дорожек взаимодействия соответственно дисков *7* и *21* с диском *3*; r_g и r_f – радиусы дорожек взаимодействия диска *3* соответственно с дисками *7* и *21*.

ДИСКОВЫХ НОЖЕЙ М.– устр. для кругового и радиального перемещения осей дисковых ножей при резке труб.

Дисковые ножи *8* расположены симметрично относительно оси разрезаемой трубы. Ось ножа установлена на коромысле *9*, шарнирно соединенном с водилом *7*. Начальное положение ножей устанавливают кулачком *5*, к которому пружиной *6* поджато коромысло *9*. Поворот кулачка *5* осуществляют регулировкой относительного положения звеньев *11* и *7* с помощью устр. *10*. При этом направляющая *1* воздействует в т. *C* на рычаг, жестко соединенный с кулачком *5*.

Радиальное перемещение ножей к центру осуществляется поворотом рычага *AB* и соответственно кулачка *5* и коромысла *9*. К рычагу *AB* жестко присоединен кулачок *2*, на который воздействует ролик *4*, установленный в обойме *3*.

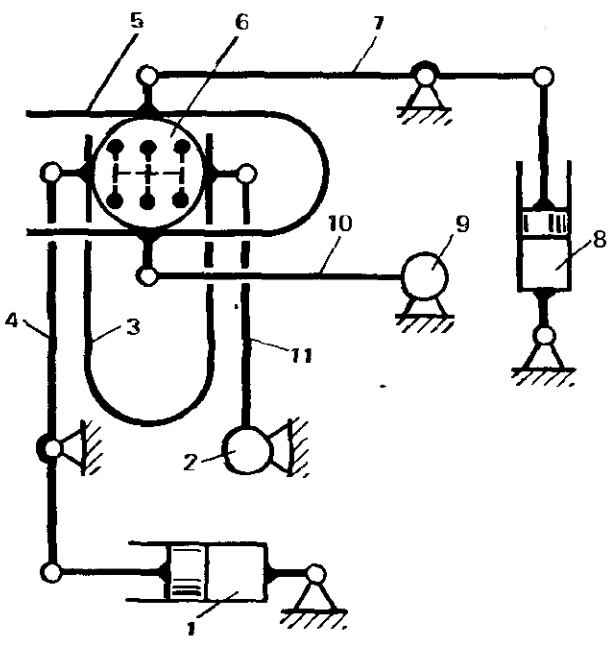


В процессе резания вращают водило *7* и обойму *3* в направлении, показанном стрелками, причем обойму быстрее, чем водило. Ролик, постепенно перемещаясь по кулачку *2*, надавливает на него и через звенья *5* и *9* перемещает ножи *8* к центру.

ДИССИПАТИВНЫЕ СИЛЫ – силы сопротивления, зависящие от скоростей точек механической системы и вызывающие уменьшение ее полной механической энергии.

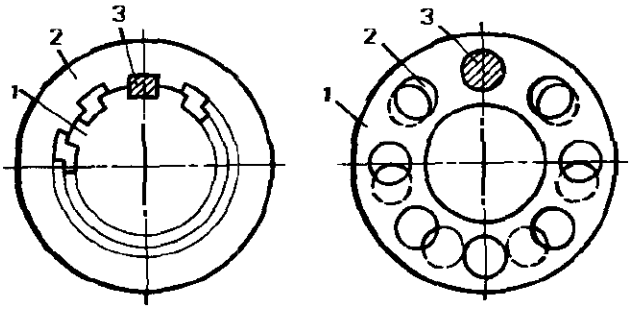
ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ М.– привод для перемещения рукоятки переключения передач по передаваемым сигналам.

Рукоятка *6* охвачена вилками *3* и *5*, расположенными перпендикулярно одна к другой. Вилка *5* подвешена на параллельных одинаковых коромыслах *7* и *10*, а вилка *3* – на таких же коромыслах *4* и *11*. Коромыслам *7* и *4* сообщается движение от гидроцилиндров *8* и *1* соответственно. С коромыслами *10* и *11* соединены датчики перемещений *9* и *2* соответственно. При подаче соответствующего сигнала начинает работать один гидроцилиндр, например *8*, перемещая рукоятку вдоль одной оси координат. После поступления сигнала от датчика перемещений *9* выключается подача жидкости в гидроцилиндр *8* и начинает работать другой гидроцилиндр *1*. Движение рукоятки вдоль другой оси также прекращается после подачи соответствующего сигнала от датчика *2*.



ДИФФЕРЕНЦИАЛ – см. *Дифференциальный м. (дифференциал).*

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ – конструктивное обеспечение сопряжения деталей в относительных положениях, обусловленных различием расположения на сопряженных деталях шпоночных канавок, отверстий под болты и т. п.



а) б)

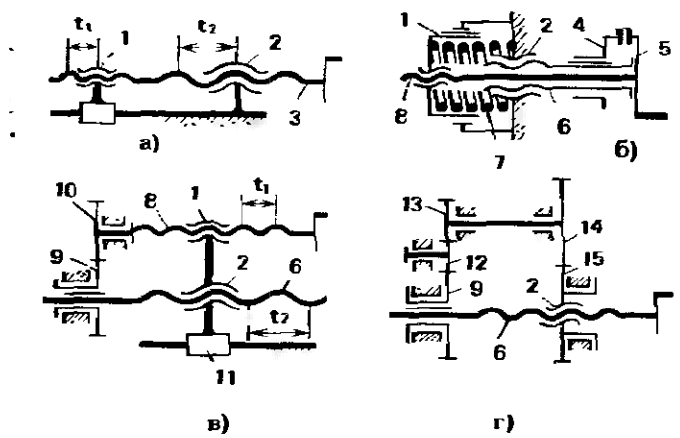
На сх. *а* количество канавок на охватывающей детали *2* больше, чем на охватываемой детали *1*, например, на одну канавку. В этом случае, располагая шпонку в соседних канавках, одну деталь поворачивают относительно другой на разность угловых шагов канавок.

На сх. *б* сопряженные детали *1* и *2* имеют разное число отверстий. Их относительное положение фиксируется штифтом *3*. Чтобы штифт вставить в соседние перекрывающиеся отверстия, нужно одну деталь повернуть относительно другой, совместив отверстия.

Такие решения позволяют иметь ряд фиксированных относительных положений, отличающихся на малую величину. Это свойство Д. используют в регулировочных устр.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ СВЯЗИ – см. *Связи.*

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ ВИНТОВОЙ М. – устр. для поступательных перемещений, обусловленных различием перемещений звеньев винтового м.



Винт *3* (сх. *а*) имеет участок с ходом резьбы t_2 и участок с ходом резьбы t_1. Гайка *2* соединена со стойкой, гайка *1* – выходное поступательно движущееся звено. При вращении винта он будет перемещаться вдоль своей оси. Перемещение гайки *1* обусловлено суммарным движением винта и гайки *1* относительно винта:

$$s_1 = (t_2 \pm t_1)n_3,$$

где s_1 – путь гайки *1* за 1 мин, n_3 – частота вращения винта *3*, об/мин. Знак «+» – при разных направлениях винтовых линий гаек, знак «–» – при одинаковых направлениях винтовых линий.

При малой разности $t_2 - t_1$ можно получить медленное перемещение гайки *1*. Это свойство Д. широко используется в машинах и приборах.

В сх. *б* двухскоростной м. При соединении звеньев *4* и *5* м. работает, как Д, на сх. *а*. Винты *6* и *8* в этом режиме жестко соединены и выполняют роль винта *3* на сх. *а*. При разъединении звеньев *4* и *5* работает только одна винтовая пара *8–1*. Выбор осевых зазоров в винтовом м. осуществляет пружина *7*.

На сх. *в, г* – замкнутые Д. В сх. *в* винты *6* и *8* соединены между собой передаточным м., в частном случае – зубчатой парой *9–10*, а гайки *1* и *2* жестко соединены между собой и с поступательно движущимся звеном *11*. Входное звено – винт *8*. Перемещение выходного звена *6* обусловлено как различием углов поворота винтов *8* и *6*, так и различием ходов резьб t_1 и t_2

$$s_6 = t_2 n_6 \pm t_1 n_8,$$

где s_6 – путь винта *6* за 1 мин, n_6, n_8 – частота вращения с учетом направления вращения винтов *6* и *8* соответственно, об/мин, причем $n_6 = -n_8 \frac{z_{10}}{z_9}$, где z_{10}, z_9 – числа зубьев колес *10*, *9*. Знак «+» – при разных направлениях винтовых ли-

ний, знак «—» — при одинаковых направлениях винтовых линий.

Сх. *г* — частный случай Д., при котором винт *6* и гайка *2* соединены между собой передаточным м., составленным из зубчатых передач *9—12—13* и *14—15*. В данном примере гайка и винт вращаются в разные стороны. Входным звеном может быть любое звено, например винт *6* (вращение винта) или зубчатое колесо *14* или гайка *2*; выходное звено — винт *6* (используется его осевое перемещение). В общем случае путь винта *6* за 1 мин равен

$$s_6 = t(n_6 - n_2),$$

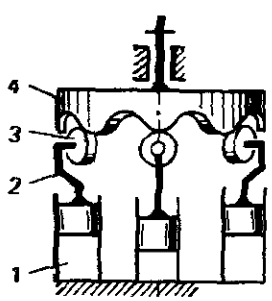
где t — ход резьбы, n_2 и n_6 — частота вращения звеньев *6* и *2* с учетом направлений вращения, об/мин, причем в данном случае

$$n_2 = -n_6 \frac{z_{14}}{z_{15}} \frac{z_9}{z_{13}},$$

где z_{14}, z_{15}, z_9, z_{13} — числа зубьев колес *14*, *15*, *9*, *13* соответственно.

При разных направлениях вращения получают ускоренное перемещение винта, при одинаковых направлениях вращения с разной скоростью — замедленное перемещение винта.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ М. — устр., содержащее многократно повторенный кулачок и взаимодействующие с ним толкатели или коромысла, число которых отличается от числа циклов изменения профиля кулачка.



Толкатели 2 с роликами *3* приводятся в движение гидроцилиндрами *1*. Ролики контактируют с кулачком *4*. Число роликов, например, на единицу меньше числа выступов на кулачке. При последовательном изменении давления в цилиндрах можно заставить вращаться кулачок за счет боковой составляющей силы в т. контакта роликов и кулачка. При полном цикле последовательного перемещения всех толкателей кулачок повернется на угловой шаг между двумя выступами.

Д. используют в м. поворота, в гидромашинах [см., например, *Аксиально-поршневой гидромотор (аксиально-поршневой пневмомотор)*], в передаточных м. и т. п.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ М. (ДИФФЕРЕНЦИАЛ) (от лат. differentia — разность, различие) — м., обеспечивающий движение звеньев с различными скоростями при сохранении соотношения сил, действующих на эти звенья. В зависимости от обеспечиваемого соотношения сил различают Д. симметричный — при равных силах (без учета потерь на трение) и несимметричный — при неравных силах (см., например, *Суммирующий механизм*).

Симметричный Д. распространен в транспортных машинах и его устанавливают между колесами с общей геометрической осью. Несимметричный Д. устанавливают между приводными звеньями неодинаково нагруженных пар колес.

Д. применяют в транспортных машинах с целью обеспечения различных скоростей вращения колес при повороте и при качении колес по неровной дороге. На сх. *а* при повороте машины одно из колес проходит меньший путь, чем второе. Одно колесо должно вращаться быстрее, чем второе, т. е. $\omega_b > \omega_a$, где ω_b и ω_a — угловые скорости соответственно звеньев b и a.

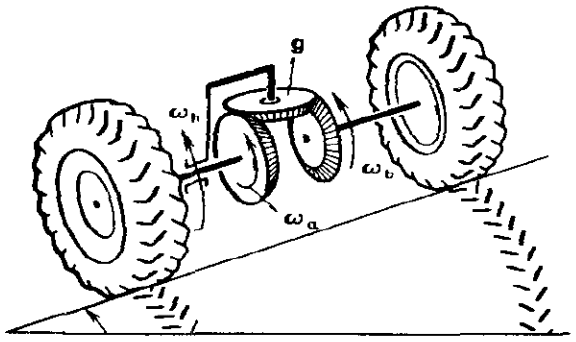
При жестком соединении колес одно из них должно пробуксовывать, что привело бы к неоправданным потерям на трение и к износу.

В сх. *а* дан Д. в виде планетарной передачи с коническими колесами. Центральные колеса a и b зацепляются с сателлитом g, расположенным на водиле h.

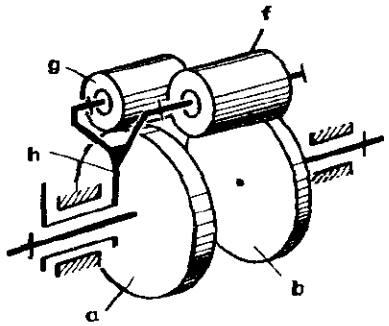
В сх. *б* Д. выполнен в виде планетарной передачи с цилиндрическими колесами

и сателлитом, составленным из двух сцепляющихся колес *g* и *f*. Возможно применение и других сх. планетарных зубчатых передач. Водило вращается с угловой скоростью ω_h. При движении по прямолинейной ровной дороге звенья *a* и *b* вращаются с такой же угловой скоростью. При повороте чем быстрее вращается одно колесо, тем медленнее вращается второе колесо. При остановке одного из колес второе вращается в 2 раза быстрее, чем водило. Если момент сопротивления движению на одном колесе оказывается больше, чем на втором, то первое колесо останавливается и вращается только второе колесо. Это оказывает неблагоприятное воздействие, например, при буксовании одного из колес. Чтобы исключить это, используют блокировку Д.: принудительно соединяют любые два подвижных звена. В этом случае Д. вращается как одно целое с выходными звеньями. С этой же целью Д. выполняют с повышенным трением внутри него. Для того чтобы звенья *a* и *b* начали относительное вращение, требуется существенное различие в моментах на этих звеньях, если потери на трение будут значительны. В качестве такого типа Д. применяют кулачковые Д. (сх. *в*). Кулачки *g* расположены в сепараторе-водиле *h* и взаимодействуют с выступами центральных колес *a* и *b*. Кулачки перемещаются в радиальном направлении. Большое сопротивление относительному проворачиванию звеньев обусловлено большими углами давления в кинематических парах.

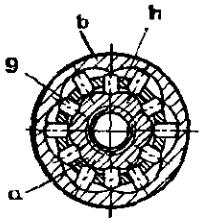
В качестве Д. используют также соединения м. свободного хода (сх. *г*, *д*, *е*). Входным звеном является диск *10* с двусторонними кулачками, закрепленный между ступицей *6* и чашей *1* корпуса дифференциала. В зацеплении с ним находятся две полумуфты *2* и *4*, имеющие два ряда торцовых кулачков — наружный, прямоугольного сечения, аналогичный по профилю кулачкам диска *10* (сх. *д*), и внутренний, трапецеидального профиля, служащий для отключения полумуфты от диска (сх. *е*). Трапецеидальные



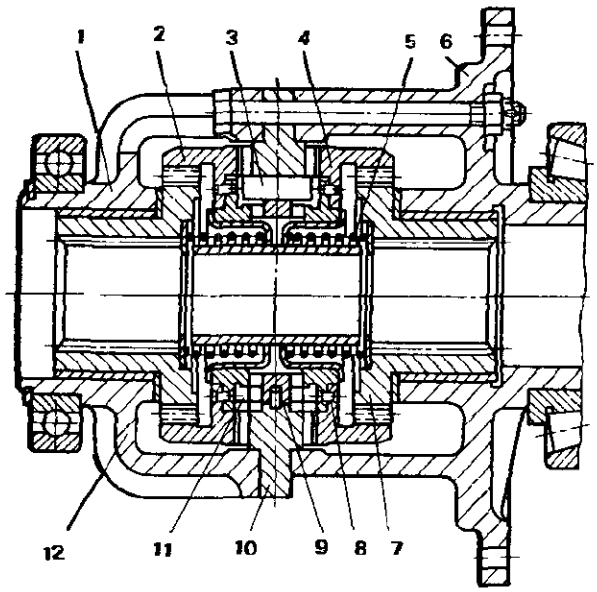
а)



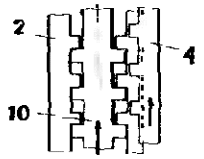
б)



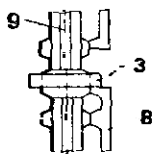
в)



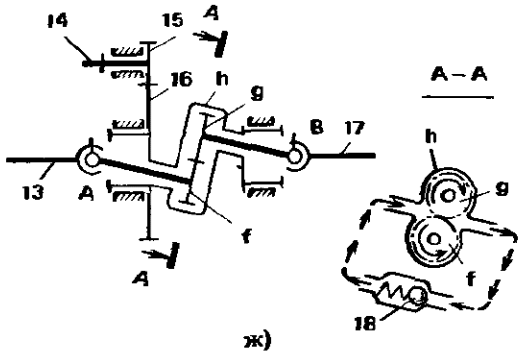
г)



д)



е)



ж)

кулачки полумуфт находятся в контакте с аналогичными кулачками внутреннего кольца 9. Выходные звенья-ступицы *12* и *7* пружинами *5* поджимаются к полумуфтам *2* и *4*.

При прямолинейном движении машины кулачки диска *10* передают вращающий момент полумуфтам *2* и *4* и через ступицы *7* и *12* – колесам машины.

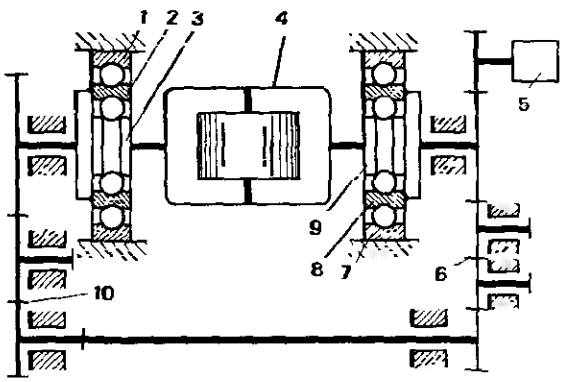
При повороте забегающее колесо стремится вращаться быстрее, вследствие чего под действием трапецеидальных зубьев внутреннего ряда кулачков соответствующая полумуфта, сжав пружину *5*, отодвигается в сторону, выходя из зацепления с кулачками диска *10*. Одновременно выходит из зацепления с кольцом *9* сидящее на полумуфте разрезное стопорное кольцо *8* или *11*, которое после поворота на половину шага (достаточно, чтобы трапецеидальные зубья вышли на вершину) останавливается шпонкой *3* и удерживается в этом положении, пока ведомая полумуфта обгоняет диск *10*. Это устраняет щелканье зубьев и предотвращает передачу вращающего момента на забегающее колесо. При выходе из поворота достаточно незначительного проворачивания полумуфты в обратную сторону, чтобы стопорное кольцо *8* или *11* сошло с трапецеидальных зубьев кольца *9* и полумуфта под действием пружины *5* вошла в зацепление с диском *10*.

На сх. *ж* Д., выполненный в виде планетарной передачи, содержащей водило *h* и всего одну пару зубчатых колес – сателлитов *g* и *f*. Водило соединено с зубчатым колесом *16*, приводимым во вращение от вала *14* через шестерню *15*. Выходные звенья *13* и *17* связаны с сателлитами посредством сферических муфт *A* и *B*.

Д. работает так же, как и м. на сх. *а*, *б*. Для уменьшения возможности пробуксовки колес при использовании Д. в транспортной машине сателлиты *g* и *f* плотно размещены в водиле *h*. В пространствах между боковыми поверхностями зубьев и внутренней поверхностью водила залита жидкость. Емкости, разделенные контактирующими зубьями, замкнуты через подпружиненный клапан *18*. Д. при относительном повороте колес *g* и *f* работает как насос, перекачивающий жидкость по замкнутому каналу. За счет дросселирования жидкости создается сопротивление относительному повороту, а следовательно, и пробуксовке колеса машины. Для блокировки Д. достаточно полностью перекрыть замыкающий канал.

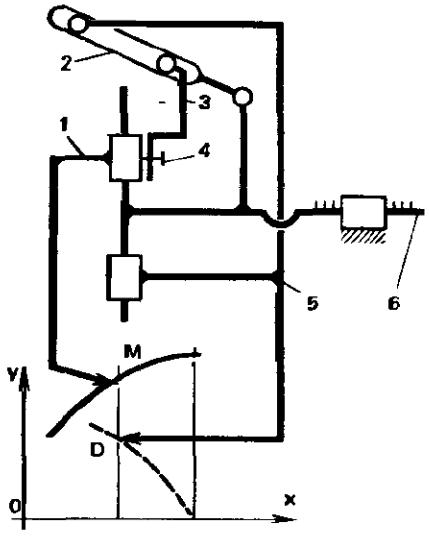
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК КАЧЕНИЯ – подшипник качения с промежуточным принудительно вращаемым кольцом, которое взаимодействует с телами качения.

Д. используют в точных приборах, когда требуется повышенная чувствительность опоры (уменьшенное трение), а также для управления моментом трения в опоре.



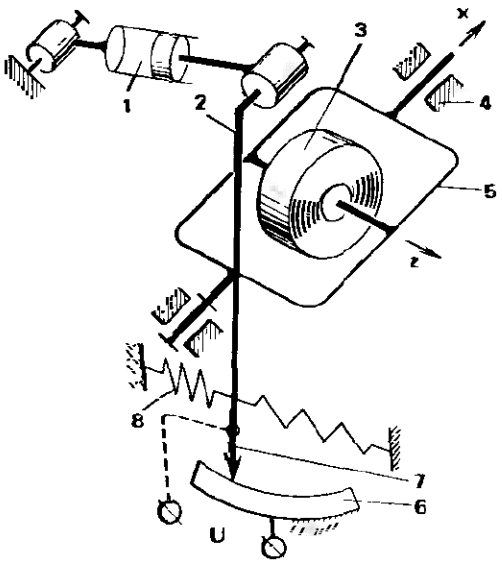
На сх. Д. использованы в гироскопе. Рамка *4* установлена в двух подшипниках с тремя кольцами *3*, *2* и *1*; *9*, *8* и *7*, между которыми расположены тела качения. Промежуточные кольца вращаются в разные стороны от двигателя 5. Кольца *8* и *2* кинематически связаны посредством зубчатых передач *6* и *10*. Так как момент трения при движении меньше момента трения покоя, то момент сопротивления относительному повороту рамки соответственно меньше. Кроме того, уменьшается и переменность момента трения по углу поворота.

ДИФФЕРЕНЦИОГРАФ (от лат. differentia – разность, различие и греч. grapho – пишу) – устр. для измерения приращений функции и построения производной. Ползун *6* перемещается



циклически на шаг. Ползун *1* устанавливают и перемещают в зависимости от положения точки *M* на кривой. За один шаг ползун *1* перемещается по вертикали на величину приращения. Посредством кулисы *2* это движение в заданном масштабе преобразуется в движение ползуна *5* и точки *D*, вычерчивающей производную заданной функции. Начальным положением ползуна *5* для каждого шага является положение *D* на оси *x*. С этой целью каретка *3* с помощью стопора *4* отсоединяется от ползуна *1*, точка *D* приводится в начальное положение, затем снова каретка и ползун соединяются. Во время этой операции ползун *1* должен оставаться неподвижным.

ДИФФЕРЕНЦИРУЮЩИЙ ГИРОСКОП – гироскоп с двумя степенями свободы, служащий для измерения угловой скорости поворота аппарата, на котором он установлен. Ротор *3* вращается с большой частотой вокруг оси *z*,



которая вместе с рамкой *5* поворачивается вокруг оси *x*. Подшипники *4* закреплены на объекте, угловая скорость которого измеряется. На оси рамки *5* установлены рычаг *2*, соединенный с демпфером *1* и пружиной *8*, а также щетка *7* потенциометрического датчика. Щетка скользит по потенциометру *6*, сигнал *U*, снимаемый с потенциометрического датчика, пропорционален скорости поворота объекта вокруг оси *x*.

При повороте объекта вокруг оси *x* возникает гироскопический момент, препятствующий повороту рамки *5* вокруг оси *x*. Этот момент уравновешивается моментом от силы сжатия пружины *8*. Чем больше угловая скорость объекта, тем больше гироскопический момент, тем больше сжимается пружина *8*, тем на больший угол отклоняется рычаг *2* от начального положения.

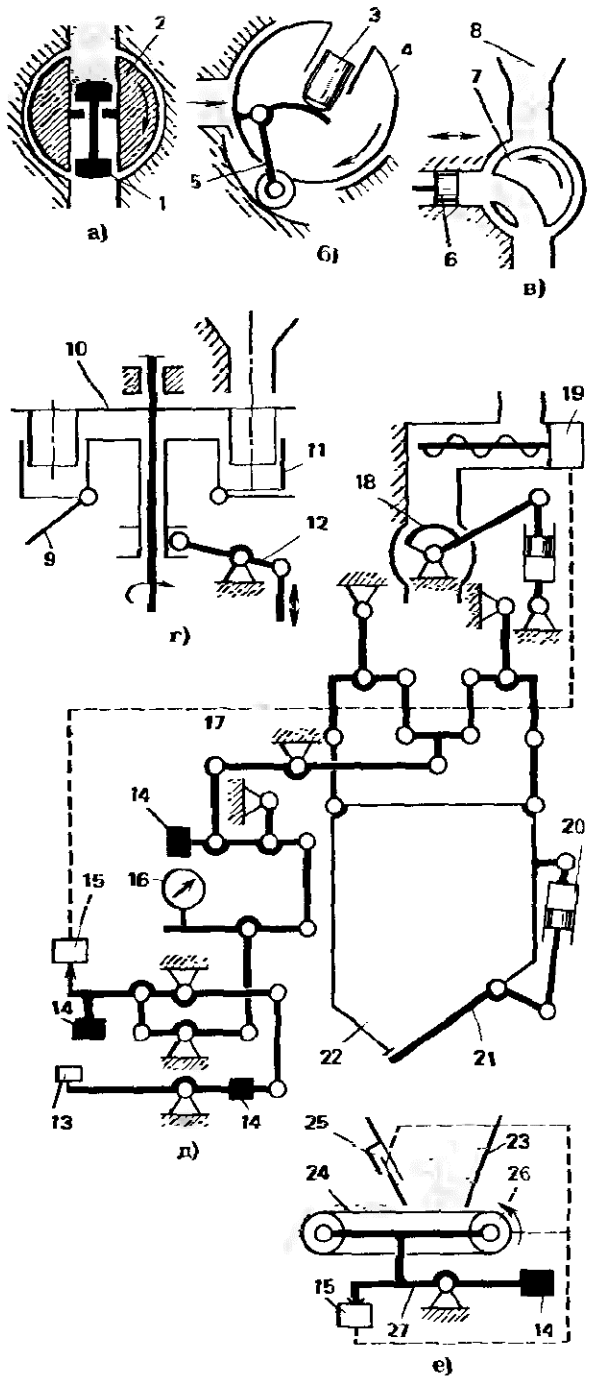
ДОЗАТОР – устр. для автоматического отмеривания (дозирования) заданной массы или объема материала.

Д. может отмеривать материал по объему (сх. *а – г*) или по массе (сх. *д*, *е*). Действует Д. периодически (сх. *а – д*) или непрерывно (сх. *е*).

В сх. *а* при вращении барабана *2* плунжер *1* совершает возвратно-поступательные движения под действием собственного веса. В положении на сх. *а* в барабан поступает порция материала, которая при повороте барабана на угол π выталкивается плунжером вниз.

В сх. *б* плунжеру *3* при вращении барабана *4* сообщается радиальное движение посредством рычага *5*, взаимодействующего с неподвижным кулачком. Как и в сх. *а*, в определенный момент материал поступает в полость барабана, а затем выталкивается плунжером.

В сх. *в* ротор *7* имеет полость заданного объема поочередно соединяющую бункер *8* с цилиндром, в котором перемещается поршень *6*, а затем цилиндр – с выходным патрубком. При этом сначала материал поступает в цилиндр, а затем выталкивается в выходной патрубок.



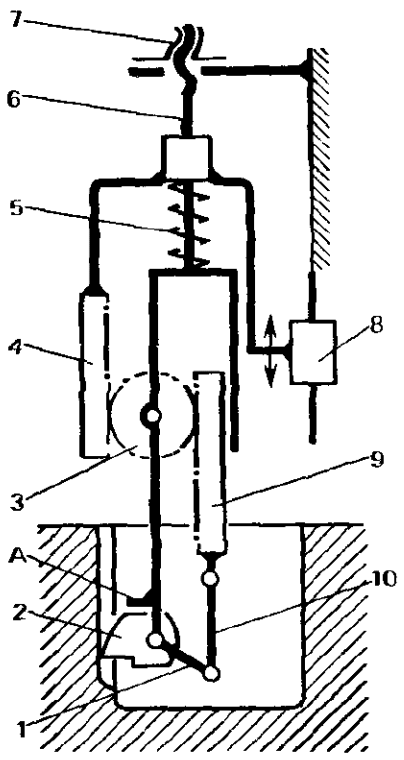
В сх. *г* ротор *10* вращается относительно бункера и емкости ротора периодически полностью заполняются. Открыванием днища *9* высыпают порцию материала. Объем материала в емкости можно регулировать, перемещая ротор *11* относительно ротора *10* в осевом направлении. Перемещают ротор рычагом *12*.

В сх. *д* материал подается винтовым конвейером через секторный затвор *18* в бункер *22*. Бункер *22* подвешен к стойке на системе тяг и рычагов *17*. Бункер с материалом уравновешен противовесами *14*, установленными на рычагах. Для взвешивания материала освобождают упор *13*, после чего рычаги могут свободно перемещаться. О массе материала судят по показаниям прибора *16*. При поступлении в бункер необходимого количества материала под действием одного из рычагов замыкаются контакты в датчике *15*. Сигнал от датчика *15* поступает в систему управления винтовым конвейером и секторным затвором. Привод конвейера *19* выключается, а затвор *18* закрывается. Разгружают бункер, открывая створку *21*, управляемую гидроцилиндром *20*.

В сх. *е* ленточный конвейер *24* установлен на рычаге *27* с противовесом *14*. Материал поступает из бункера *23* на конвейер. При отклонении от заданной массы рычаг *27* наклоняется и замыкает контакты в датчике *15*. Сигнал от датчика поступает в систему управления приводом конвейера *26* и приводом заслонки *25*. Регулирование поступления материала и изменение скорости ленты происходят до тех пор, пока не будет обеспечено равновесие рычага *27*.

ДОЛБЛЕНИЕ ШЛИЦЕВ В ГЛУХИХ ОТВЕРСТИЯХ — формообразование шлицев перемещением инструмента — долбяка — вдоль образующей отверстия и выводом его из зоны обработки в конце хода.

Долбяк *2* перемещают, задав возвратно-поступательное движение ползуну *8*.

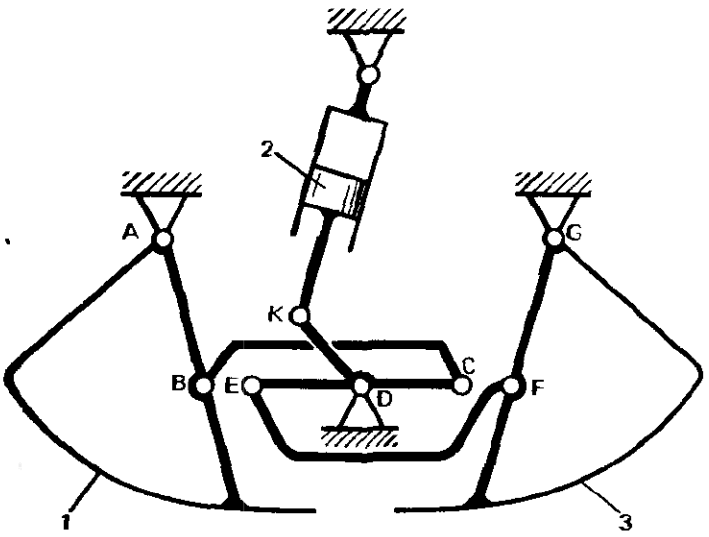


При этом усилие через пружину *5* передается звену *6* и через упор *A* – долбяку *2*. Ход долбяка регулируется гайкой *7*. Когда гайка *7* упрется в стойку, звено *6*, связанное с гайкой, остановится. Пружина *5* сожмется и рейка *4* сообщит через зубчатое колесо *3* движение рейке *9*. При перемещении рейки *9* вверх она через шатун *10* повернет рычаг *1* и жестко связанный с ней долбяк, выведя его из соприкосновения с телом заготовки.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ – свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

ДОННОЙ РАЗГРУЗКИ М. – устр. перемещения створок днища емкости для выгрузки сыпучего материала.

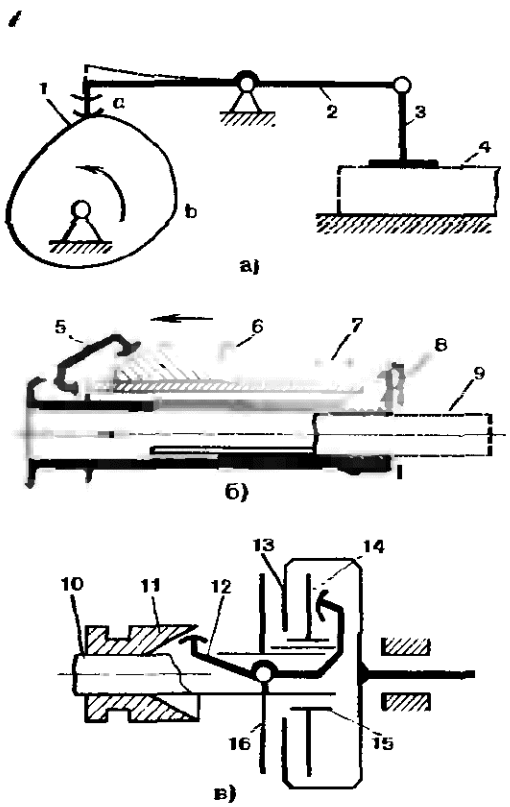
Створки *1* и *3* жестко соединены с коромыслами *AB* и *GF* четырехзвенных двухкоромысловых м. В данных м. шатуны *BC* и *EF* установлены между коромыслами, а коромысла *CD* и *ED* жестко соединены между собой и поворачиваются гидроцилиндром *2*, соединенным с ними шарнирно в т. *K*. При повороте звена *KD* створки *1* и *3* расходятся или сходятся.



Ж

ЖЕСТКОЕ ЗАМЫКАНИЕ М. – прижатие звеньев, заготовок и т. п., обусловленное упругой деформацией звеньев м. прижима в устойчивом положении.

На сх. *а* заготовку *4* прижимают планкой *3*, шарнирно соединенной с рычагом *2*. Рычаг *2* взаимодействует с кулачком *1*. Размеры заготовки и элементов м. прижима выбраны таким образом, что в устойчивом положении кулачкового м., когда рычаг контактирует с кулачком на участке *ab*, рычаг деформируется. Деформация его составляет часть общей деформации всех звеньев и сочленений. От степени деформации зависит усилие прижатия.



На сх. *б* – м. упругого зажима заготовки *9*. Цанга *8* втягивается в конусную втулку вала шпинделя *7*. Втягивание осуществляют перемещением ползуна *6*, воздействующего на рычаг *5*. Контакт рычага с цилиндрической поверхностью ползуна возможен при деформации рычага и других звеньев. Кулачки цанги *8* в ее рабочем положении прижаты к заготовке *9*.

На сх. *в* – м. включения фрикционной дисковой муфты. На валу *10* установлен на шлицах *15* диск *14* и жестко закреплен диск *16*. Между дисками *16* и *14* находится диск *13*. Этот диск прижимают к диску *16*, перемещая диск *14* посредством рычага *12*. Рычаг *12* поворачивается при перемещении ползуна *11* с конусной поверхностью. При контакте рычага с внутренней цилиндрической поверх-

ностью он находится в деформированном состоянии, а вследствие этого диски *14*, *16* плотно прижаты к диску *13*.

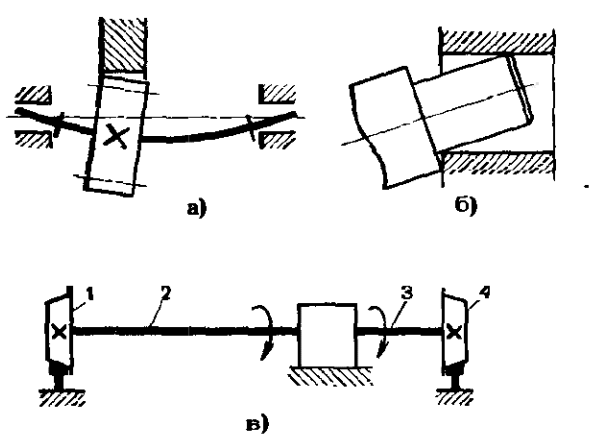
ЖЕСТКОЕ КОЛЕСО – см. *Волновая зубчатая передача.*

ЖЕСТКОСТЬ – сопротивляемость детали изменению формы под действием сил. Ж. определяют как силу, способную вызвать по своему направлению определенное перемещение (деформацию).

Для контактирующих деталей определяют контактную Ж., характеризуемую сопротивляемостью поверхностных слоев деталей.

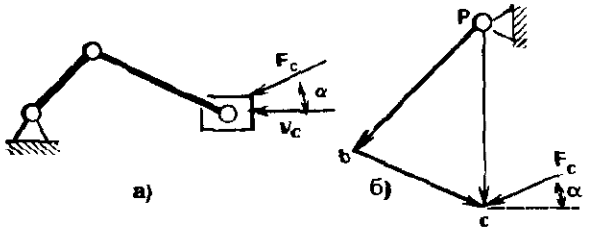
Ж. деталей машин выбирают, считая недопустимыми следующие факторы: потерю устойчивости сжимаемых тонких стержней, пластин, оболочек; резонансные колебания или автоколебания; нарушение правильного взаимодействия сопряженных звеньев; уменьшение точности изготовления деталей на технологическом оборудовании.

В частности, недопустимый прогиб валов нарушает правильность работы зубчатого зацепления (сх. *а*) и подшипников (сх. *б*). Неодинаковая крутильная жесткость отрезков вала *2* и *3* (сх. *в*) приводит к несинхронному вращению деталей *1* и *4* (это нежелательно, например, в м. передвижения мостовых кранов). Расчет на жесткость сводится к определению критической силы и критической частоты вращения для первого и второго условий и сравнению их с фактической силой или предусмотренной частотой вращения. Для третьего и четвертого условий определяют прогибы, углы наклона оси, углы закручивания и сравнивают их с допустимыми. При неблагоприятных результатах сравнения Ж. соответственно изменяют.



ЖИДКОСТНОЕ ТРЕНИЕ – см. *Трение.*

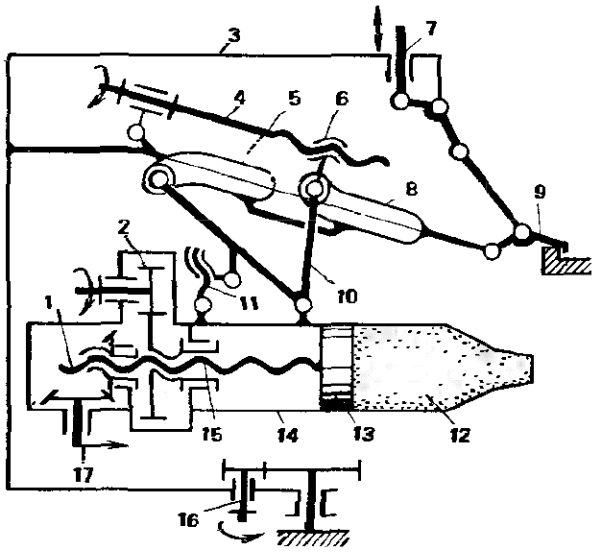
ЖУКОВСКОГО ТЕОРЕМА [по имени русск. ученого Н. Е. Жуковского (1847–1921)] – положение, устанавливающее: если силу, приложенную к какой-либо точке звена плоского м., перенести параллельно самой себе в одноименную точку повернутого на 90° плана скоростей, то момент этой силы относительно полюса плана будет пропорционален ее мощности. Мощность силы $\bar{F}_C$ равна $F_C v_C \cos\alpha$, где v_C – скорость т. *C*, но и момент силы $\bar{F}_C$ на сх. *а*, приложенной к т. *c* повернутого плана скоростей, равен $F_C \frac{v_C}{M_v} \cos\alpha$, где M_v – масштаб плана скоростей (сх. *б*). Приведенные выражения отличаются только масштабом. Ж. используют при силовом анализе. Например, к повернутому плану скоростей прикладывают в соответствующих точках все силы, действующие на м., и из условия равенства нулю мощности при равновесии м. находят уравновешивающую силу F_B (на сх. *б* приложенную в т. *b*), рассматривая план скоростей как жесткий уравновешенный рычаг с опорой в полюсе *P*. При этом можно определить приведенную силу ($\bar{F}_{пB} = -\bar{F}_B$).



З

ЗАБИВКИ ЧУГУННОЙ ЛЕТКИ М. (металлург.) – устр. для перемещения и выталкивания леточной массы.

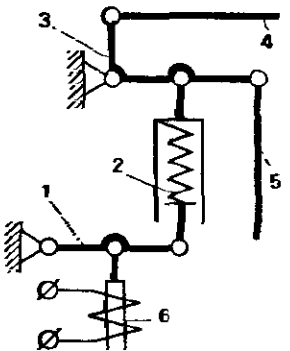
Леточную массу *12* загружают в цилиндр *14*, из которого ее выталкивают поршнем *13*. Поршень *13* приводится от электродвигателя через зубчатую переда-



чу *2* и винтовую пару *15*. О положении поршня в цилиндре судят при помощи м. *1* с указателем положения *17*. Этот м. представляет собой последовательно соединенные винтовую пару и зубчатую передачу. Цилиндр *14* подвешен на звене *10*. Положение его относительно звена *10* регулируется с помощью винтовой пары *11*. Поворачивают и ориентируют цилиндр *14* относительно рамы *3* путем вращения вала *4*, приводящего в движение звено *10* через винтовую пару *6*. Опоры звена *10* перемещаются в криволинейных направляющих *5* и *8*, жестко закрепленных на раме *3*. В результате цилиндр *14* подводится своим соплом к летке. При выталкивании леточной массы реактивную силу воспринимает крючок *9*, зацепляющийся за корпус доменной печи и приводимый в движение ползуном *7*, жестко связанным с сердечником электромагнита.

Рама *3* поворачивается двигателем через зубчатый м. *16*.

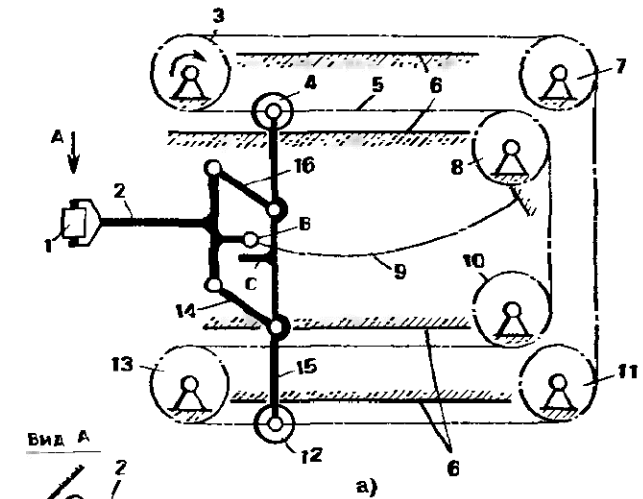
ЗАГРУЗКИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ М. – устр. в системе рулевого управления, имитирующее нагрузку на ручке управления. Рулевые приводы, например, в авиационной технике работают по необратимой схеме, т. е. воспринимают все нагрузки от элементов управления, не передавая их на ручки управления. Тяга *5* соединена через систему рычагов и других тяг или канатов с ручкой управления, а тяга *4* аналогичным образом – с исполнительным устр. рулевого управления.

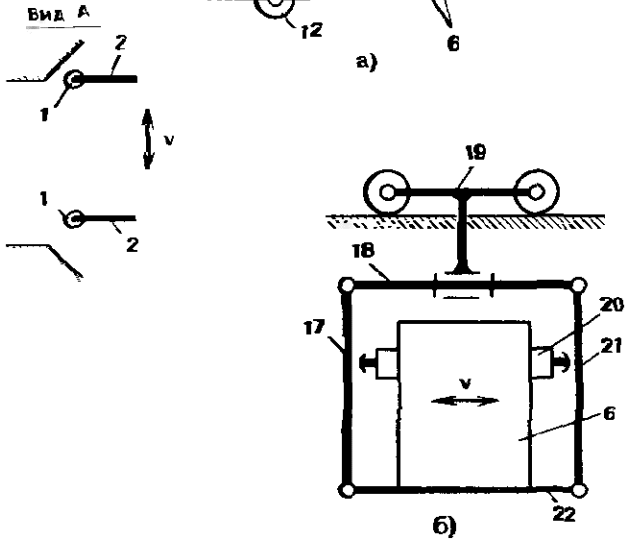


Рычаг *3*, установленный между этими тягами, соединен через пружину *2* с рычагом *1*, а тот, в свою очередь, – с электромагнитным тормозом *6*. Пружина и тормоз создают требуемую нагрузку на ручке управления.

ЗАГРУЗОЧНО - РАЗГРУЗОЧНЫЙ М. ЭЛЕВАТОРНЫХ СТЕЛЛАЖЕЙ – устр. для захвата и перемещения предметов из ячеек и в ячейки элеваторных стеллажей.

Захватное устр. – вилы *2* (сх. *а*) соединено с выдвижной кареткой *15* двумя наклонными параллельными звеньями *14* и *16*. Каретка *15* в двух точках соединена с цепью *5*, огибающей звездочки *3*, *7*, *11*, *13*, *10* и *8*, из которых одна звездочка приводная.





В местах соединения каретки с цепью установлены ролики *4* и *12*, которыми каретка опирается на направляющие корпуса *6*.

Корпус *6* установлен на основании *22* (сх. *б*), подвешенном на тягах *17* и *21* к траверсе *18*. Траверса шарнирно соединена с приводной тележкой *19*.

Тележка *19* двигается по заданной программе и останавливается напротив окна стеллажа. Каретку *15* выдвигают влево (сх. *а*). Ролики *1* захватного устройства скользят по наклонным стенкам окна, точно ориентируя положение З. по отношению к захватываемому предмету. При этом корпус *6* перемещается в горизонтальном направлении благодаря подвеске на тягах *17* и *21*. Демпферы *20* гасят возможные колебания корпуса.

При перемещении каретки захватное устр. подводится под захватываемый предмет. Далее оси роликов *4* и *12* перекатываются по звездочкам *3* и *13*, приподнимая каретку вместе с захваченным предметом.

В связи с тем, что при этом натягивается гибкая нить *9*, ограничивается горизонтальное перемещение захватного устр. и оно перемещается почти вертикально.

При дальнейшем вращении приводной звездочки каретка перемещается вправо, ее ролики *4* и *12* катятся по верхним направляющим. Захваченный предмет перемещается вместе с кареткой.

При этом натяжение нити *9* ослабевает и звено *2* опускается, опираясь выступом *B* на упор *C* каретки *15*.

Введение захватного устр. в окно и опускание предмета на полку осуществляется в обратном порядке при реверсировании вращения приводной звездочки.

ЗАДАЮЩИЙ М. МАНИПУЛЯТОРА – функциональная часть манипулятора, предназначенная для создания управляемых сигналов и движений.

Обычно З. приводится непосредственно оператором, кинематически подобен исполнительному м. манипулятора и снабжен кнопками управления и устр., позволяющими ощутить в масштабе силы, действующие на исполнительный м. (см. также *Манипулятор*).

На сх. *а* З. (показан тонкими линиями) дистанционно связан с исполнительным м. (показан жирными линиями) гидравлическими магистралями (штриховые линии *1* и *7*).

Исполнительный м. имеет захватное устр. *5*, установленное на звене *4* и связанное с ним приводной вращательной парой *S*. Манипулятор имеет также приводные пары *P* и *F*, что обеспечивает возможность поворота захватного устр. вокруг трех осей в пространстве. Управление этими движениями осуществляется с помощью кнопок на рукоятке *8*. Перемещение т. *F* осуществляют с помощью шарнирного м., который может быть представлен в виде двухзвенной кинематической цепи (звенья *LC* и *CG*) и поворотной платформы *2*. Звено *CG* поворачивается вокруг т. *C* гидроцилиндром *6*, который связан со звеном *CG* звеньями *LM* и *MJ*, образующими параллелограмм *CJML*. Для обеспечения поступательного характера движения звена *GFE* оно связано с поворотной платформой *2* посредством пантографа, образованного присоединением звеньев *AB*, *BCD* и *DE* к звеньям *LC* и *CG*.

З. выполнен кинематически подобным части исполнительного м. и имеет параллелограмм *J'C'L'M'*, у которого стороны параллельны сторонам параллелограмма *JCLM*. Перемещением рукоятки оператор приводит в движение через звенья *9* и *12* гидрораспределители *10* и *11*, управляющие гидроцилиндрами *3* и *6* соответственно. При этом звенья исполнительного м. повторяют движение звеньев З.

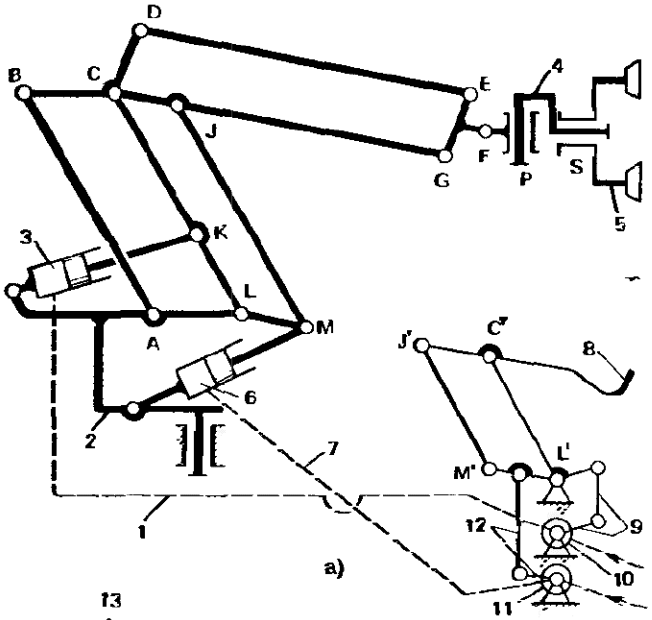
На сх. *б* З. (показан тонкими линиями) установлен непосредственно на исполнительном м. грузоподъемного манипулятора. Оператор перемещает рукоятку *F'* в заданное место, а шарнир *F* как бы отслеживает это движение и с некоторым отставанием повторяет его.

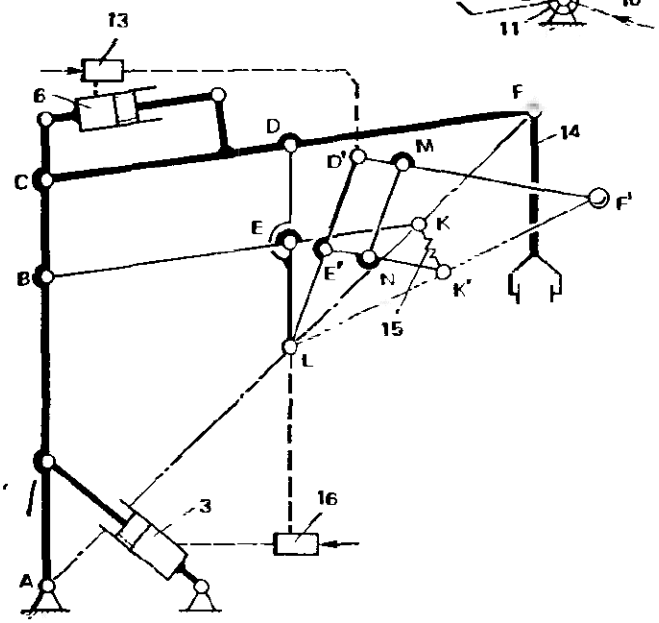
Исполнительный м. выполнен в виде взаимосвязанных звеньев *AC*, *CF* и захватного устр. *14*. Звено *AC* наклоняется гидроцилиндром *3*, а звено *CF* поворачивается вокруг т. *C* гидроцилиндром *6*. К м. присоединены звенья *BK* и *DL*, соединенные шарнирно в т. *E*, причем *BK* ∥ *CF*, а *DL* ∥ *AC*, т. т. *F*, *K*, *L*, *A* расположены на одной прямой. В шарнире *L* установлен шарнирный м., звенья которого в точности повторяют расположение и размеры отрезков звеньев *DF*, *DEL* и *EK*. Параллельность звеньев *D'F'* и *E'K'* обеспечивается установкой звена *MN* ∥ *LD'*.

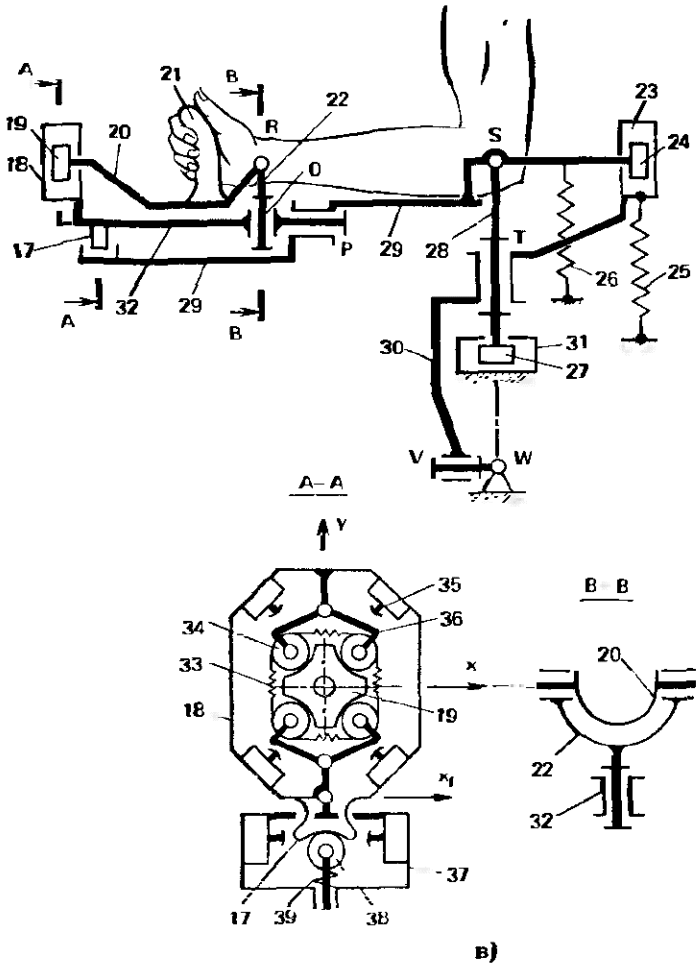
Т. *K'* соединена с т. *K* упругим элементом *15*. В шарнирах *L* и *D'* установлены датчики относительного поворота звеньев. При перемещении т. *F'* относительно т. *F* датчики подают сигналы гидрораспределителям *13* и *16*, а те управляют гидроцилиндрами. Гидроцилиндры работают до тех пор, пока т. *F* не переместится в т. *F'*.

На сх. *в* дан З., установленный отдельно от исполнительного м. Здесь максимально использованы движения в суставах руки оператора. Звено *VW* шарнирно соединено со стойкой. К этому звену шарнирно присоединены другие звенья *30*, *28*, *29*, *32*, *22*, *20*, образующие незамкнутую кинематическую цепь, обладающую семью степенями свободы. Звенья м. уравновешены пружинами *25* и *26*. Рука оператора располагается на звене *29*. Оси шарниров *O*, *R*, *C*, *T* совпадают с осями вращения суставов оператора, а оси шарниров *P*, *V* и *W* параллельны осям вращения суставов.

На рукоятке *21* имеются кнопки, включаемые пальцами руки. Между звеньями м. установлены переключатели *18*, *23*, *31*, *37*, управляемые соответственно кулачками *19*, *24*, *27*, *17* и дистанционно связанные с приводами на исполнительном м.



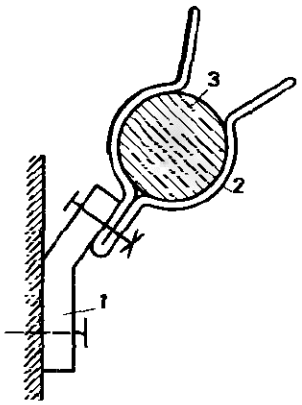




Переключатель имеет периферийно расположенные включающие элементы *35*. Элемент *35* включается коромыслом *36*. На концах коромысел установлены ролики *34*, которые прижаты к кулачку *19* пружиной *33*. Перемещая кулачок *19* в плоскости, можно включить любой из четырех элементов или одновременно два расположенных элемента, задав тем самым в этом направлении движение соответствующему звену исполнительного м.

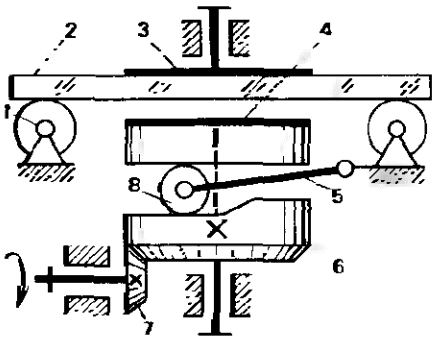
В переключателе *37* всего два элемента *35*. Они включаются кулачком *17*. При включении «утапливается» подпружиненный ролик *38*. Пружины *33* и *39* создают необходимое сопротивление движениям оператора и возвращают ролики в исходное положение.

ЗАЖИМ «ЛИРА» – устр. пружинного типа для быстрого присоединения деталей круглого сечения к базовой детали.



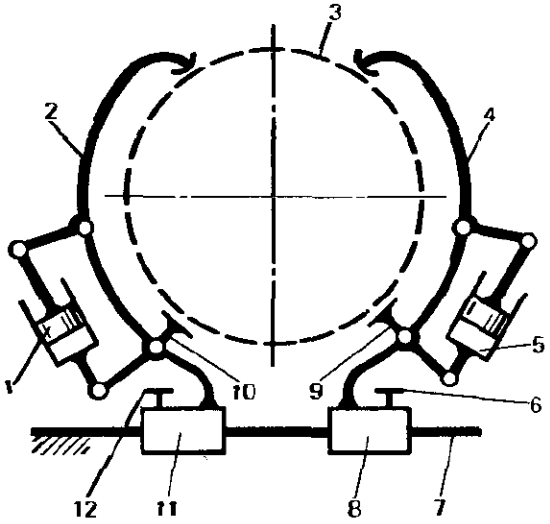
З. используют при отсутствии требуемой высокой точности относительного положения деталей. З. выполняют из упругого листа *2*, прикрепленного к кронштейну *1*. Деталь *3* опускают между усиками листа и устанавливают внутри З.

ЗАЖИМА СТЕКЛА М. – устр. для зажима и поворота стекла при его транспортировке. Стекло *2* подается роликами *1* в зону зажима и поворота. При вращении шестерни конической зубчатой передачи *7* кулачок *6* поворачивается и приподнимает ролик *8*, установленный на коромысле *5*. Упругое звено *4* поднимает



стекло и прижимает его к упругому звену *3*, после чего все устр. вместе со стеклом поворачивается.

ЗАЖИМА ТРАНСПОРТИРУЕМЫХ ИЗДЕЛИЙ М. – устр. для закрепления изделия на транспортном средстве и удержания его за счет трения.

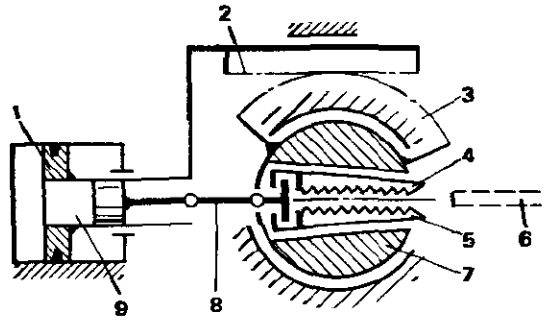


На раме *7* транспортного средства установлены ползуны *8* и *11* с возможностью фиксации их положения с помощью винтов *6* и *12*. К ползунам шарнирно прикреплены опоры *9* и *10*, на которые укладывают изделие *3*. Прижимают изделие рычагами *2* и *4*, шарнирно соединенными соответственно с ползунами *11* и *8*. Рычаги приводятся в движение гидроцилиндрами *1* и *5*.

ЗАЖИМНАЯ ГОЛОВКА (металлург.) – устр. для зажима листовых заготовок на обтяжных прессах.

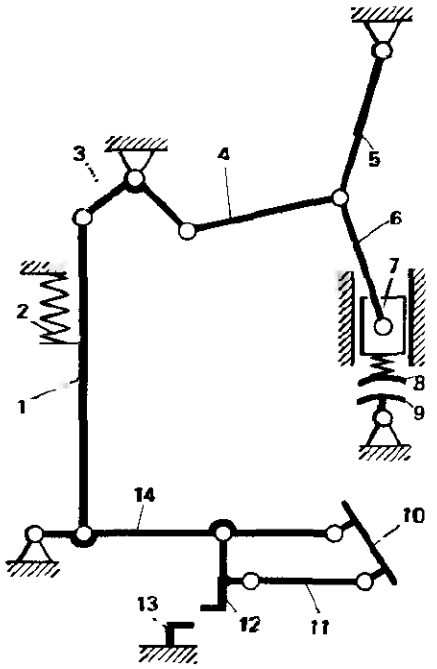
З. имеет клиновые губки *4* и *5*, установленные в цилиндрическом вкладыше *7*. Вкладыш жестко соединен с зубчатым сектором *3*, взаимодействующим с рейкой *2*.

Заготовку *6* вставляют между губками *4* и *5*. Губки с помощью гидроцилиндра *9* перемещают вдоль клинового паза (вправо на сх.), пока они не сблизятся и не зажмут заготовку. Поршень гидро-



цилиндра соединен с губками звеном *8*, допускающим поворот вкладыша. Последний поворачивают перемещением поршня *1*, соединенного с рейкой *2*.

ЗАЖИМНОЙ М. УСТАНОВКИ ТЕРМОИМПУЛЬСНОЙ СВАРКИ – устр. для зажима кромок свариваемого изделия электродами, обеспечивающее передачу и преобразование движения ножной педали в движение электродов.



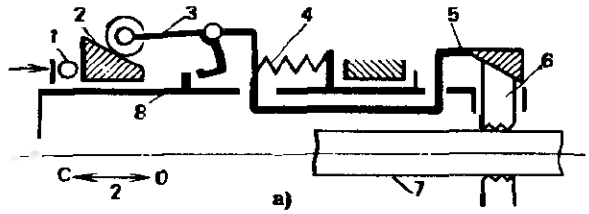
Электрод *9* шарнирно установлен на стойке, а электрод *8* упруго соединен с ползуном *7*. Ползуну *7* передается движение от педали *10* через рычаг *14*, тягу *1* и пятизвенный шарнирный м. с входным звеном *3*. От звена *3* через шатун *4* движение передается распорным звеньям *5* и *6*. В конце хода ползуна, когда звенья *5* и *6* вытягиваются почти в прямую линию, развивается большое усилие. В начальное положение электроды и педаль возвращаются пружиной *2*. Для фиксации педали *10* в нижнем положении служат крючки *12* и *13*. Крючок *12* приводится в движение от тяги *11* перераспределением силы нажатия на педаль.

ЗАЖИМНОЙ ПАТРОН (металлообр.) – устр. для закрепления обрабатываемой заготовки путем зажатия ее в периферийной цилиндрической поверхности (см. также *Самоцентрирующий м. и Самозажимной патрон*).

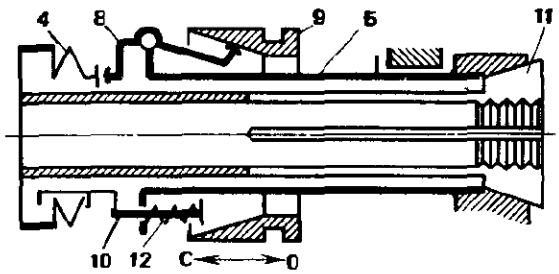
В З. по сх. *а* заготовку *7* в виде прутка размещают между ползунами *6*, перемещаемыми в радиальных пазах шпинделя *8*. Ползуны *6* симметрично расположены относительно оси вращения шпинделя и обеспечивают равномерное зажатие заготовки по периметру. Звено *5* с внутренней конической поверхностью, перемещаясь в направлении *С*, сдвигает ползуны *6* к центру. Перемещение осуществляется посредством пружины *4*. Смещение звена *5* в направлении *О* и соответственно освобождение заготовки осуществляют с помощью кулачка *2*, взаимодействующего с качающейся штангой *3*. Кулачок *2* выполнен в виде конуса. В осевом направлении кулачок сдвигают через подшипник *1*.

Звенья *6*, *5* и *8* образуют четырехзвенный м. с тремя поступательными кинематическими парами. К звену *5* присоединен кулачковый м. (звенья *2* и *3*). Звено *3* воздействует на звено *5*, только дойдя до упора на звене *8*. Оба м. вращаются совместно со звеном *8*.

В З. по сх. *б* использована цанга *11*, упругие элементы которой деформируются в радиальном направлении и зажимают заготовку при перемещении



а)



б)

цанги в направлении *C*. При этом она втягивается в жесткое звено *5* с конической внутренней поверхностью. Перемещение цанги *11* обеспечивается воздействием на нее втулки с конической поверхностью через рычаги *8* и пружину *4*. Возврат цанги – перемещение вправо – осуществляется пружиной *12*, установленной на звене *10*.

Использование втулки *9* с малой конусностью поверхности и рычага *8* позволяет получать значительные усилия для перемещения цанги *11*.

ЗАЗОР – расстояние между двумя поверхностями сопряженных деталей.

ЗАКЛЕПКА – крепежная деталь, состоящая из стержня и закладной головки. В заклепочном соединении стержень вставляют в отверстия соединяемых деталей и конец стержня расклепывают для образования замыкающей головки.

ЗАКЛЕПОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – неразъемное соединение при помощи заклепок.

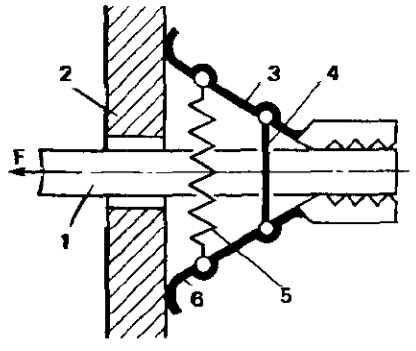
ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ ИМПУЛЬСА – см. *Сохранения импульса закон.*

ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ – см. *Сохранения энергии закон.*

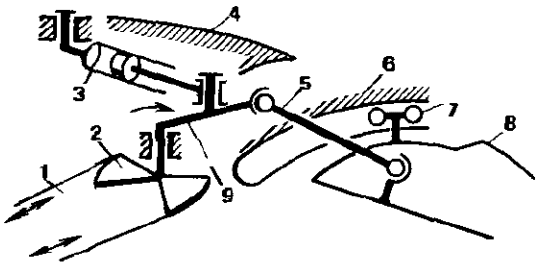
ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ – см. *Сохранения энергии закон.*

ЗАКРЕПЛЕНИЯ АРМАТУРЫ М. – устр. для удержания арматуры железобетонных изделий в растянутом состоянии.

Конец арматуры *1* удерживается относительно стенки *2* в направлении натяжения $\bar{F}$. Рычаги *3* и *6* шарнирно соединены между собой звеном *4*. На конце каждого рычага расположена губка с зубцами. Губки зажимают арматуру, а другими концами рычаги упираются в стенку. При снятии З. рычаги притягиваются друг к другу пружиной *5*.



ЗАКРЫЛКА М. (авиац.) – устр. для перемещения закрылка.



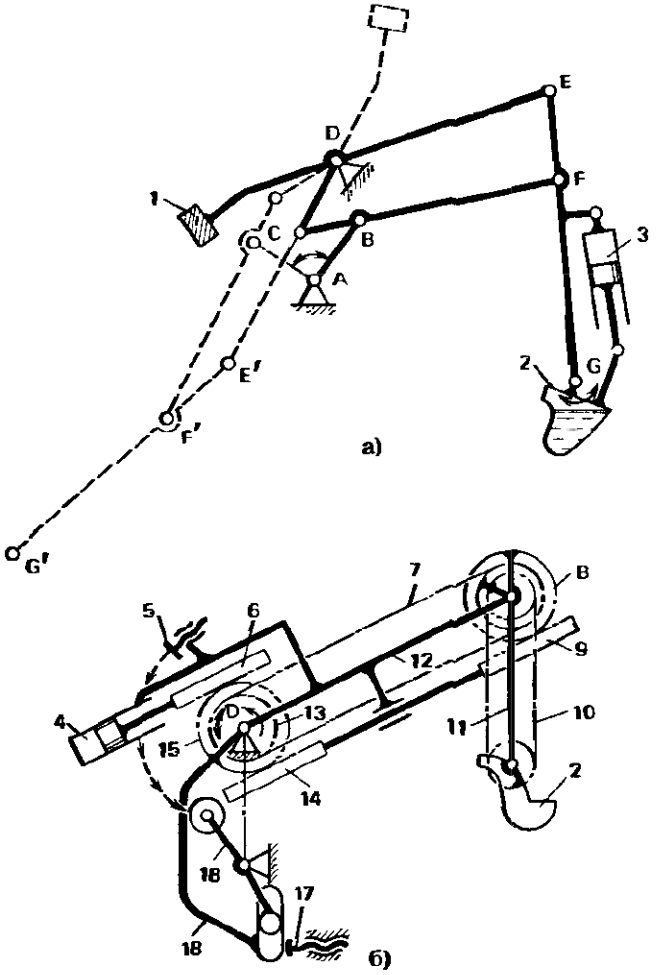
Закрылок *8* подвешен на направляющей *6* посредством роликовой каретки *7*. Направляющая 6 закреплена на крыле *4*. Выдвигается закрылок при повороте рычага *9* гидроцилиндром *3*. Движение передается закрылку через тягу *5*. Звенья *9*, *5*, *8* и *6* образуют пространственный четырехзвенный м. Для синхронного управления закрылками они связаны между собой тросовой системой, состоящей из тросов *1* и огибаемых ими секторов *2*, закрепленных на рычаге *9*. Поворот сектора приводит к перемещению ветвей троса и повороту сектора на другом закрылке.

ЗАЛИВОЧНО-ДОЗИРУЮЩИЙ АВТООПЕРАТОР – устр. для поворота и перемещения дозирующего ковша по заданной неизменяемой программе.

Ковш *2* (сх. *а*) присоединен к стойке посредством шестизвенного шарнирного м. Ведущему коромыслу *AB* сообщают качательное движение. Звенья *AB*, *CB* и *CD* вместе со стойкой образуют двухкоромысловый м. К нему присоединена структурная группа II класса, составленная из звеньев *DE* и *EF*. К звену *EF* в т. *G* присоединен ковш *2*. Для поворота ковша вокруг т. *G* служит гидроцилиндр *3*. На звене *DE* установлен противовес *1*.

Крайнее положение м., когда ковшом зачерпывают металл, дано жирными линиями. Положение м. в момент опорожнения ковша показано штриховыми линиями. Звено *EFG* занимает положение *E'F'G'*.

В сх. *б* ковш *2* шарнирно подвешен к звену *11*, шарнирно соединенному со



звеном *12*, которое в свою очередь шарнирно связано со стойкой в т. *D*. Необходимую дозу зачерпываемого металла задают поворотом ковша. Для этого вращают звездочку *13*. Движение через цепные передачи *7* и *10* передается ковшу *2*. Цепные передачи имеют передаточное отношение $i = 1$.

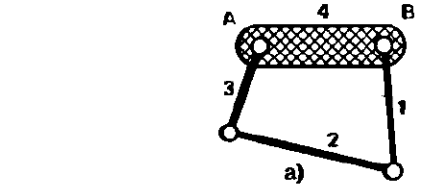
Поворотом звена *12* опускают ковш в жидкий металл. После заполнения его поворачивают звено *12* против часовой стрелки. Так как звездочка *13* неподвижна, ковш *2* сохраняет заданное положение при перемещении (см. *Поступательно-ориентирующий м.*).

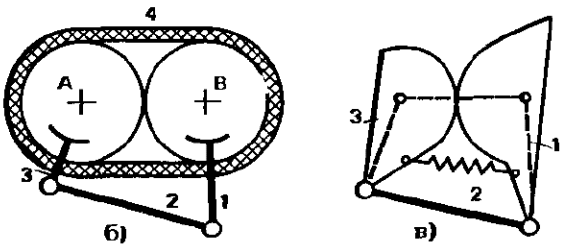
При повороте звена *12* зубчатое колесо *15* неподвижно. Оно соединено жестко со звеном *18*, удерживаемым упором *17* в одном направлении, а в другом направлении колесо *15* удерживается от поворота пневмоцилиндром *4*, шток которого через рейку *6* связан с колесом *15*. Колесо *15* через рейки *14* и *9* связано с зубчатым колесом *8*, которое жестко соединено со звеном *11*. Звено *11* движется не поворачиваясь.

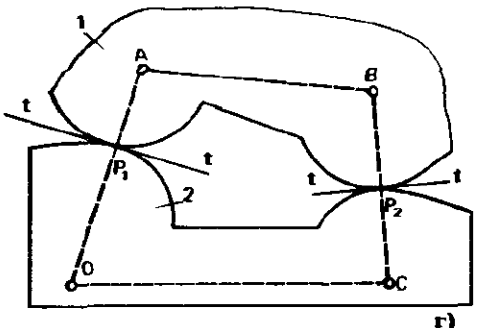
Когда упор *5* нажмет на рычаг *16*, последний повернется и, преодолевая сопротивление пневмоцилиндра *4*, повернет зубчатое колесо *15*, которое в свою очередь приведет к повороту звена *11* по часовой стрелке. После этого включается двигатель, приводящий во вращение звездочку *13*, и через цепные передачи *7* и *10* ковш *2* поворачивают против часовой стрелки и выливают металл.

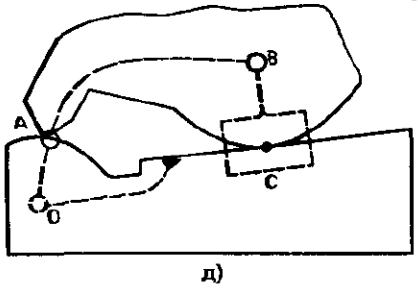
ЗАМЕНЯЮЩИЙ М. – м. с низшей парой, имеющий в определенном положении скорости и ускорения те же, что и соответствующий ему м. с высшей парой. З. используют в основном для кинематического анализа.

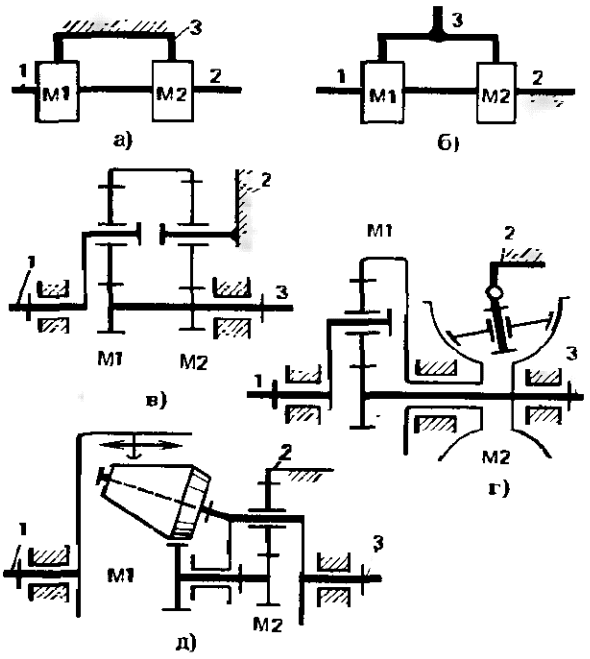
На сх. *а*, *б*, *в* показана логика преобразования двух низших пар в одну высшую. В шарнирном четырехзвенном м. на сх. *а* (звенья *1*, *2*, *3* и *4*) увеличивают размеры цапф шарниров *A* и *B* до тех пор, пока они не коснутся друг друга своими боковыми поверхностями











(сх. *б*). Назначение звена *4* – удерживать цапфы в прижатом состоянии. Если заменить звено *4* пружиной, то получится м. с высшей парой и силовым замыканием (сх. *в*).

На сх. *г* показан м. с двумя высшими парами (сплошные линии). Чтобы построить З. через т. контакта P_1 и P_2, проводят нормали к касательным *tt*, а в центрах кривизны устанавливают шарниры *O*, *A*, *B* и *C*. Штриховыми линиями показан З.

В сх. *д* одна из пар *C* имеет плоскую поверхность одного из звеньев. В этом случае в З. устанавливают ползун. Пара *A* выполнена в виде ножевой опоры. В ней непосредственно устанавливают шарнир.

ЗАМЕЩАЮЩИХ МАСС СИСТЕМА – система сосредоточенных масс m_1, m_2, ..., m_n, которая обладает той же массой m, тем же расположением центра масс и тем же моментом инерции J_S, что и замещаемое твердое тело. Для трех замещающих масс плоского м. условиями замещения являются:

$$\left.\begin{aligned} m_1 + m_2 + m_3 &= m, \\ m_1x_1 + m_2x_2 + m_3x_3 &= 0, \\ m_1y_1 + m_2y_2 + m_3y_3 &= 0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

$$m_1(x_1^2 + y_1^2) + m_2(x_2^2 + y_2^2) + m_3(x_3^2 + y_3^2) = 0, \quad (2)$$

где x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3 – координаты центров замещающих масс m_1, m_2, m_3 по отношению к центру массы m.

Выполнение условия (1) означает статическое замещение масс, а выполнение обоих условий – динамическое замещение. З. используют при уравновешивании м.

ЗАМКНУТАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ – кинематическая цепь, каждое звено которой входит не менее чем в две кинематические пары.

ЗАМКНУТАЯ МОЩНОСТЬ (ндп.) – см. *Циркуляция энергии.*

ЗАМКНУТАЯ ПЕРЕДАЧА ВРАЩЕНИЯ – передаточный м., содержащий по крайней мере один замкнутый контур, образованный только подвижными звеньями.

З. может быть получена из сх. последовательного соединения звеньев инверсией входного или выходного звена со стойкой. На сх. *а* два механизма *M1* и *M2* соединены последовательно. При этом передаточное отношение устр. при входном звене *1* и выходном звене *2*

$$i_{1-2}^{(3)} = i_{M1}^{(3)} i_{M2}^{(3)}, \quad (1)$$

где $i_{M1}^{(3)}$ и $i_{M2}^{(3)}$ – передаточные отношения соответственно механизмов *M1* и *M2* при остановленном звене *3*.

При остановке звена *2* и выходном звене *3* получилась замкнутая передача с замыканием на выходное звено *3*, причем передаточное отношение

$$i_{1-3}^{(2)} = 1 - i_{1-2}^{(3)}. \quad (2)$$

Если задать входным звено *3*, а выходным – звено *1*, то получается передача с замыканием на входное звено *3* (сх. *б*), хотя схема при этом не изменилась. Для этого варианта

$$i_{3-1}^{(2)} = \frac{1}{i_{1-3}^{(2)}}. \quad (3)$$

На сх. *в*, *г*, *д* даны примеры кинематических схем, построенных подстановкой вместо *M1* и *M2* конкретных м.

При $i_{M1}^{(3)} = 0{,}8$ и $i_{M2}^{(3)} = 1{,}24$ в сх. *в* согласно (2) и (3) можно получить $i_{3-1}^{(2)} = 125$. Чем ближе произведение

$i^{(3)}_{M1}i^{(3)}_{M2}$ к единице, тем больше $i^{(2)}_{3-1}$. Но с увеличением $i^{(2)}_{3-1}$ уменьшается КПД из-за циркуляции энергии.

На сх. *г* вариатор *M2* имеет диапазон изменения передаточного отношения $i^{(3)}_{M2} = 1{,}5 \div 3$, а передача по сх. *а* имеет $i^{(3)}_{1-2} = 1{,}125 \div 2{,}25$. В сх. *г* при этом получается согласно (2) и (3) $i^{(2)}_{3-1} = (-8) \div (-0{,}8)$, т. е. диапазон регулирования скорости выходного звена увеличился в 5 раз.

В сх. *д* вариатор *M1* имеет диапазон $i^{(3)}_{M1} = -0{,}25 \div -0{,}5$, а передача по сх. *д* имеет тот же диапазон, что и передача по сх. *г*.

ЗАМКНУТАЯ ПЕРЕДАЧА КИСТИ МАНИПУЛЯТОРА – совокупность соединенных в замкнутую кинематическую цепь м., обеспечивающая передачу качательного движения кисти и вращения захватному устр. манипулятора без «мертвого хода».

Передача на сх. – двухконтурная, имеет дифференциальные м. *D1* и *D2* и три замыкающих цепи: 1 – зубчатые передачи *1* и *6*, 2 – зубчатые передачи *2* и *7*, 3 – коническая передача *3*, дифференциальный м. *D* и коническая передача *5*. В составляющих контуры м. выбраны окружные зазоры и создано некоторое предварительное закручивание валов. В связи с этим реверсирование нагрузки на любом из входных или на выходном звене не вызывает «мертвый ход».

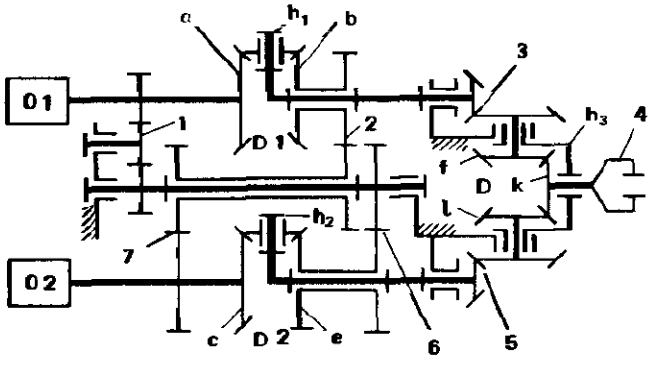
Привод осуществляется от двигателей 01 и 02, включаемых раздельно. При включенном двигателе 01 и заторможенном двигателе 02 движение передается через кинематическую цепь *1 – 6 – D2 – 5* колесу *l* и через кинематическую цепь *D1 – 3* колесу *f*. В дифференциалах реализуются одинаковые передаточные отношения $i^{(b)}_{ah1} = 2$ и $i^{(c)}_{ch2} = 2$, где индексы *a*, *b*, *c*, *e* означают центральные колеса, а h_1 и h_2 – водила дифференциальных м., индексы внизу – входное и выходное звенья, индекс вверху – неподвижное звено. В зубчатых передачах *1* и *6* – общее передаточное отношение равно -1. Таким образом, в указанных кинематических цепях получаются передаточные отношения с разными знаками и колеса *f* и *l* будут вращаться в разные стороны и приводить во вращение колесо *k* и соединенное с ним захватное устр.

При включенном двигателе 02 и заторможенном двигателе 01 реализуются одинаковые передаточные отношения в кинематических цепях: *7 – 2 – D1 – 3* и *D2 – 5*. Колеса *f* и *l* при этом вращаются в одном направлении и сообщают вращательное движение кисти – водилу h_3, сателлит *k* и соответственно захватное устр. *4* не вращаются.

ЗАМКНУТАЯ ТРАНСМИССИЯ (автотракт.) – совокупность соединенных в замкнутую кинематическую цепь м., обеспечивающая передачу движения от двигателя к звездочкам гусеничного хода, получение нескольких скоростей движения и поворота машины.

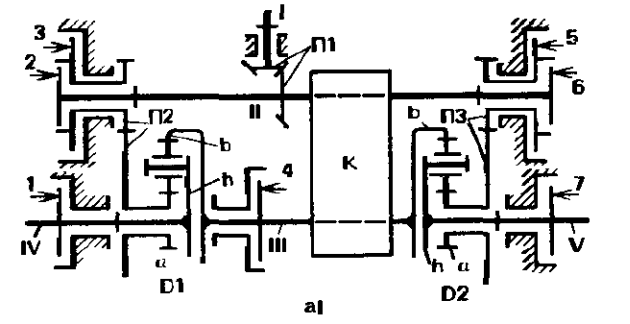
На сх. *а – в* обозначения: *K* – многоскоростная передача; *D*, *D1*, *D2* – дифференциальные м.; *П1*, *П2*, *П3*, *П4* – зубчатые передачи; *I* – входное звено – вал двигателя; *II*, *III*, *VI*, *VII* – промежуточные валы, *IV*, *V* – выходные звенья – валы, соединенные со звездочками гусеничного хода; *1 – 9* – элементы управления (муфты, тормоза).

Входное звено *I* через зубчатую передачу *П1* (в сх. *в* и через передачу *П4*), многоскоростную передачу *K* связано с валом *III*, от которого кинематическая цепь разветвляется к выходным звеньям *IV* и *V*. Разветвление осуществляется через планетарные м. поворота, основу которых составляют дифференциалы *D1* и *D2*, управляемые муфтами и тормозами (см. *Планетарный м. поворота*). Центральные колеса дифференциалов *b* соединены с валом *III*, водила *h* соеди-

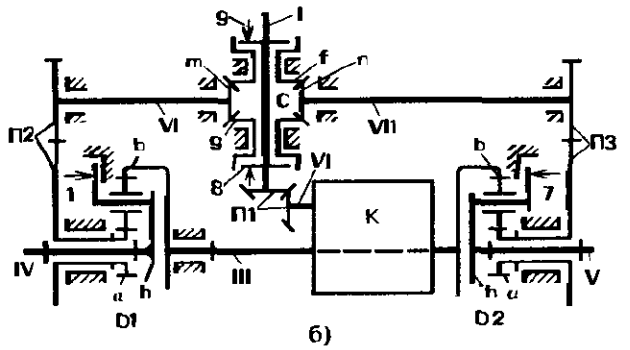


нены с выходными звеньями, а центральные колеса *a* связаны через замыкающие цепи – передаточные м. *П2*, *П3* и управляемые муфты с валом *I*. В сх. *б* кроме указанных м. в замыкающие цепи включен распределительный реверсивный м. *C*, а в сх. *в* – дифференциальный м. *D*.

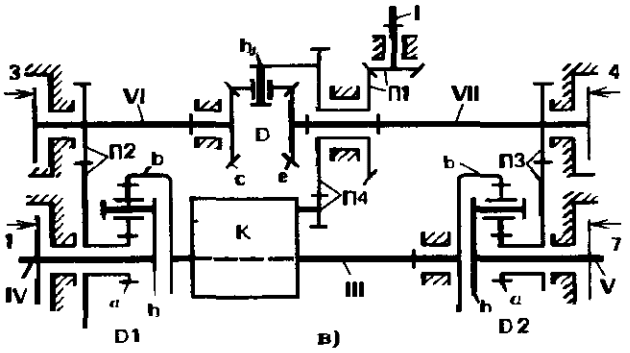
Во всех сх. обеспечивается несколько режимов вращения вала *III*, а в сх. *а* еще и его торможение тормозом *4*. В этом случае в сх. *а* осуществляется режим, при котором передача *K* выключена, а движение передается через передачи *П2* и *П3* и м. *D1* и *D2* выходным звеньям. М. *D1* и *D2* работают как редукторы с передаточным отношением $1 + z_b/z_a$, где z_b, z_a – числа зубьев колес *b* и *a* соответственно. Выключение одной из муфт *2* или *6* приводит к разобщению одной из передаточных цепей. При этом осуществляется плавный поворот машины. Крутой поворот машины достигается при включении в разобщенной цепи тормоза (*1* или *7*). Включение передачи *K* позволяет осуществлять последующие режимы. Причем, если включены тормоза *3* и *5*, то м. *D1* и *D2* работают как редукторы с передаточным отношением $1 + z_a/z_b$, если же включены муфты *2* и *6*, то осуществляется замкнутая двухконтурная связь с дифференциалами *D1* и *D2* в каждом из контуров. Элементы *1*, *2*, . . ,*7* позволяют отключать один из контуров на любом из режимов и осуществлять соответственно поворот машины.



а)



б)



в)

В сх. *б* прямой ход осуществляется при выключенных муфтах *8* и *9*. В этом случае валы *VI* и *VII* неподвижны при одинаковой нагрузке на звездочки гусеничного хода. Между звеньями *IV* и *V* осуществляется дифференциальная связь. При неодинаковой нагрузке звенья *IV* и *V* могут поворачиваться в разные стороны. Принудительный поворот машины осуществляется включением муфты *8* или *9*, тогда колесо *g* или *f* соединяется с валом *I*, а колеса *m* и *n* вращаются в разные стороны. Движение от валов *VI* и *VII* передается колесам *a* дифференциальных м. *D1* и *D2*. При однонаправленном вращении колес *b* и вращении колес *a* в разные стороны водила *h* будут вращаться с разными скоростями, обусловленными суммированием скоростей в дифференциальных м.

Сх. *в* отличается от сх. *а* и *б* установкой в замыкающей цепи дифференциального м. При прямом ходе тормоза *3* и *4* выключены и осуществляется дифференциальная связь между валами *VI* и *VII*, причем в отличие от сх. *б* они вращаются со скоростью вращения водила *h*. Включение тормоза *3* приводит к остановке колеса *c*. Колесо *e* в этом случае вращается в 2 раза быстрее водила. Дифференциальный м. *D1* работает как редуктор с передаточным отношением $1 + z_a/z_b$, а вал *V* вращается со скоростью, обусловленной суммированием скоростей вращения вала *III* и колеса *a* в дифференциальном м. *D2*. Таким образом осуществляется поворот машины.

Включение одного из тормозов *7* или *1* возможно при режиме разобщения кинематической цепи в коробке передач. В этом случае получается одноконтурная замкнутая передача, в которой движение от входного звена передается одному из выходных звеньев.

ЗАМКНУТОГО ВЕКТОРНОГО КОНТУРА МЕТОД (МЕТОД В. А. ЗИНОВЬЕВА) – метод кинематического анализа м. При этом методе положение каждого звена определяется связанным с ним вектором так, что последовательность этих векторов образует один или несколько замкнутых контуров. Условие замкнутости векторных контуров для плоского м. позволяет определить искомые величины.

ЗАМКНУТЫЙ КОНТУР – совокупность последовательно соединенных звеньев, в которой любое из звеньев соединено с двумя другими звеньями.

ЗАМКОВОЕ ОСЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ – конструктивное обеспечение разъемного сочленения звеньев деталей, исключающее их относительные осевые перемещения.

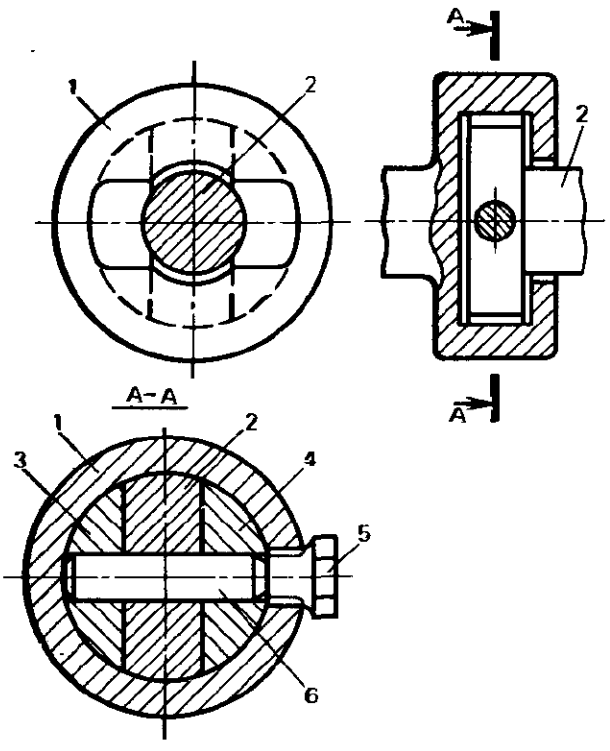
На одном из звеньев *1* выполняют пазы, а на другом звене *2* – выступы. Выступы звена *2* при сборке вводят в отверстие звена *1*, затем звено разворачивают на 90° вокруг его оси и после этого фиксируют в таком положении.

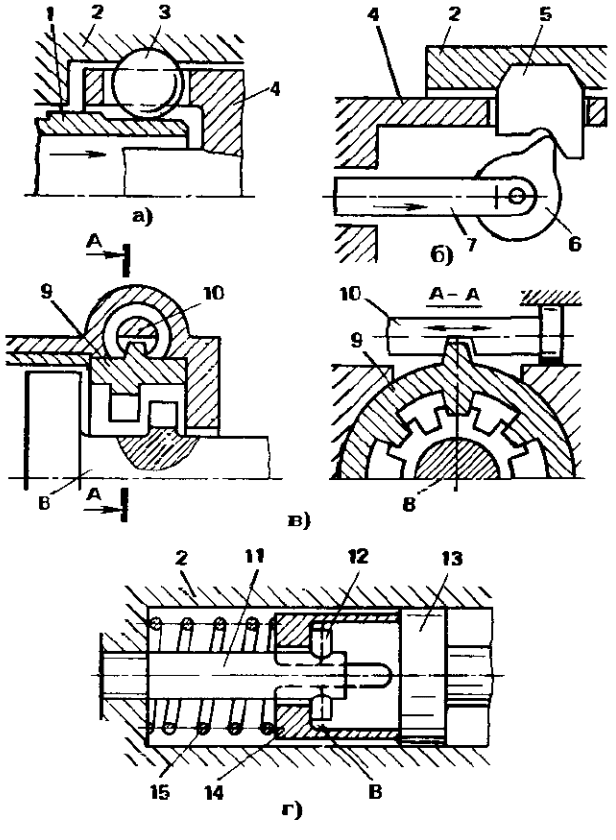
Приведенный принцип используется также в других аналогичных решениях (см., например, *Замок гидроцилиндра*).

З. может быть исполнено также с возможностью свободного относительного вращения сочлененных звеньев. Для этого в пазы предварительно закладывают секторы *3* и *4*. После введения и разворота звена *2* его соединяют с секторами штифтом *6*. Штифт вводят через отверстие в звене *1*. Отверстие после этого закрывают винтом *5*.

ЗАМОК ГИДРОЦИЛИНДРА – устр., предотвращающее относительное продольное перемещение звеньев гидроцилиндра в их крайних положениях.

Шток *4* (сх. *а*) в конце хода фиксируется относительно цилиндра *2* шариком *3*, входящим в канавку цилиндра *2*. Втулка *1* упруго поджата в направлении стрелки. Пока шарик не остановится напротив канавки, втулка отжимается влево, а затем, перемещаясь вправо, вводит шарик в канавку и стопорит шток *4* относительно цилиндра. Обратный ход штока возможен при перемещении втулки *1* влево. Обычно это происходит благодаря давлению подво-





димой рабочей жидкости между элементами втулки и штока.

В аналогичной сх. *б* в качестве стопоров использованы ползуны *5*, вводимые в пазы цилиндра *2* посредством кулачка *6*, перемещаемого толкателем *7*, расположенным внутри штока *4*.

В сх. *в* на штоке *8* и втулке *9* выполнены продольные пазы и выступы. Втулка *9* может поворачиваться посредством рейки *10*. В зависимости от углового положения втулки выступы штока *8* могут либо свободно перемещаться между выступами втулки *9*, либо упираются в них. Например, в конце хода штока выступы свободно перемещаются в крайнее правое положение, а затем разворачивают втулку таким образом, что их обратный ход невозможен. В результате исключается осевое перемещение деталей *8* и *9*.

В сх. *г* поршень *13* в конце хода может быть зафиксирован от перемещения вправо штифтом *12*. Штифт *12* установлен в шпильке *11*. В детали *14*, присоединенной к поршню, выполнен паз *A* для прохода штифта и углубление *B* для его размещения.

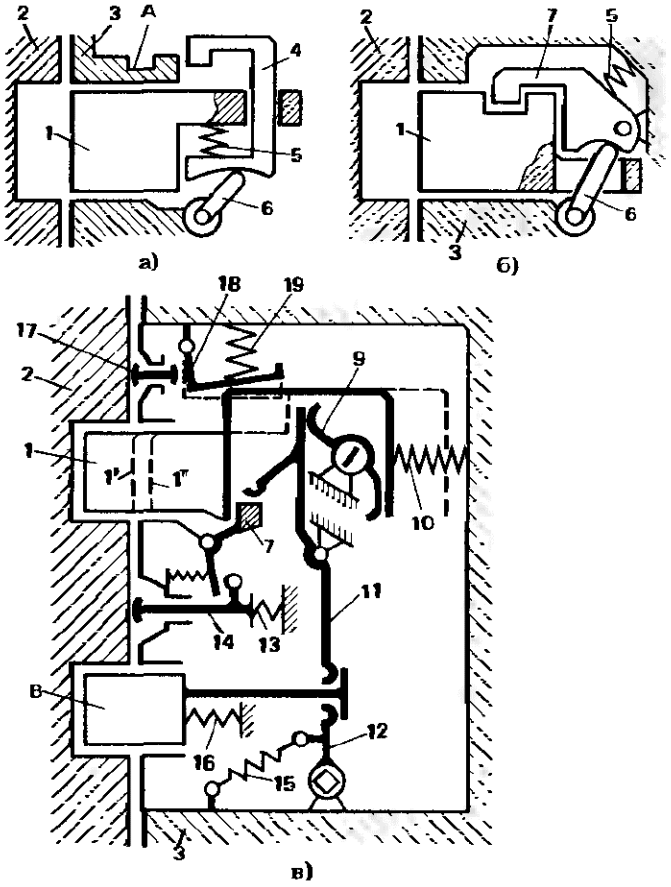
Поршень перемещают таким образом, чтобы штифт попал в паз *A*. В конце хода поворачивают поршень вокруг оси цилиндра на 90°. Пружина *15* прижимает штифт к углублению *B*. Перемещение поршня влево ограничивает пружина *15*.

ЗАМОК ДВЕРНОЙ – устр. для запирания дверей помещений, автомашин и т. д. Принцип действия З. (сх. *а*, *б*, *в*) основан на введении ползуна *1*, соединенного с одной из деталей *3* (дверь), в паз другой детали *2* (дверная коробка) и стопорении его в таком положении. На сх. *а*, *б* показаны примеры З. в незамкнутом состоянии, а на сх. *в* – З. в замкнутом состоянии.

Для введения ползуна *1* в паз детали *2* поворачивают кулачок – ключ *6* (сх. *а*, *б*). На сх. *а* и *б* этот поворот осуществляют по часовой стрелке. При этом перемещается стопор *4*, а при дальнейшем повороте ключа – ползун *1* (сх. *а*). Стопор под действием пружины *5* заходит в паз *A*, чем предотвращается самопроизвольное перемещение ползуна *1* в обратном направлении. Выдвигается ползун поворотом кулачка *6* в противоположном направлении.

В сх. *б* стопор *7* выполнен в виде качающегося звена, поджатого пружиной *5* к детали *3*. Принцип работы тот же, что и в сх. *а*. Звенья *4* и *7* соответственно в сх. *а* и *б* стопорят ползун в обоих его крайних положениях.

На сх. *в* дан вариант замка с нормально-замкнутым положением ползунов *1* и *8*, поджатых соответственно пружинами *10* и *16*. Подпружиненная защелка *7* удерживает ползун *1* в выдвинутом состоянии. При повороте ключом кулачка *9* коромысло *11* сдвигает защелку *7*, и ползун *1* перемещается вправо. Коромысло *11* также выводит из паза ползун *8*. Ползун *8* может быть перемещен поворотом рукоятки двери, соединенной с рычагом *12*. Рычаг *12* поворачивают против часовой стрелки, преодолевая при этом сопротивление пружины *15*. При открытой двери толкатель *14* под действием пружины *13* выдвинут. Он отводит в сторону защелку *7*, обеспечивая тем самым воз-

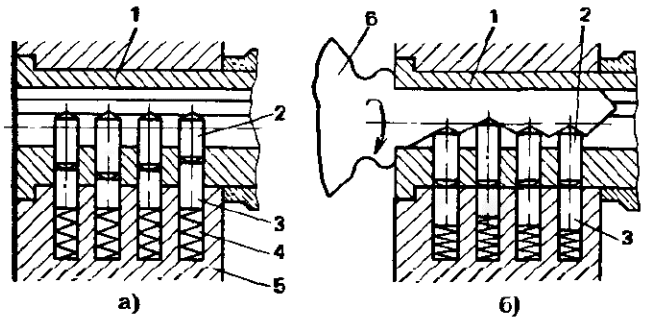


можность свободного утапливания ползуна *1*, выполненного, например, в виде защелки со скосом.

Ползун *1* отводится кулачком *9* в положение *1'*. Если ползун *1* «утопить» надавливанием на него до положения *1"*, то предохранитель *18* под действием пружины *19* займет положение, показанное штриховыми линиями, и будет препятствовать возвратному движению ползуна. Предохранитель *18* возвращают в прежнее положение нажатием кнопки *17*.

ЗАМОК ОПОРНО-СЦЕПНОГО М. – см. *Опорно-сцепной м.*

ЗАМОК ЦИЛИНДРОВЫЙ – устр., допускающее относительный поворот звеньев только при введении в него специально профилированного ключа.



З. выполнен в виде цилиндра *1*, установленного в отверстии корпуса *5*. Запертое состояние дано на сх. *а*, разомкнутое – на сх. *б*. Плунжеры-штифты *3* на сх. *а*, поджатые пружинами *4*, расположены в месте сопряжения звеньев *1* и *5* и не позволяют им повернуться. Установкой ключа *6* (сх. *б*) переводят плунжеры *2* в положение, при котором они «утапливают» штифты *3* настолько, что звено *1* может свободно поворачиваться.

ЗАМЫКАНИЯ ФОРМЫ М. – устр. для перемещения и запирания плиты с полуформой, применяемое в литьевой машине для термопластов и реактопластов. Перемещение характеризуется большим ходом, а запирание – малым ходом, но значительным усилием.

Различают З. одно- и двухступенчатые. В первых перемещение и запирание осуществляются от одного привода (сх. *а*, *б*, *в*), во вторых – от индивидуальных приводов (сх. *г* – *з*).

В одноступенчатых З. используют шарнирные и рычажные м. с ведущим кривошипом или ползуном. В сх. *а* к четырехзвенному кривошипно-коромысловому м. (кривошип *1*, шатун *2* и коромысло *3*) присоединена структурная группа – шатун регулируемой длины *4* и ползун *5*. Ползун *5* является ведомым звеном – запирающей плитой. При вращении кривошипа в начале хода ползуна движение происходит с большой скоростью. Длины звеньев подобраны таким образом, что в конце хода коромысло *3* и шатун *4* образуют ломаную линию, близкую к прямой. При этом небольшое усилие со стороны звена *2* приводит к появлению значительного распорного усилия на ползун *5* и плита запирается.

В сх. *б* использован аналогичный принцип, но м. восьмизвенный. В этом м. в конце хода происходит двойное преобразование сил, развиваемых ведущим звеном. Усилие распора между звеньями *3* и *6* приводит к распору звеньев *7* и *4*. По структуре это кривошипно-коромысловый м. (звенья *1*, *2*, *3*) с присоединенными двумя структурными группами (звенья *6*, *7* и *4*, *5*).

В сх. *в* привод осуществлен от гидроцилиндра *9*. Это коромыслово-ползунный м. (звенья *7*, *12*, *5*) со структурной группой III класса (звенья *8*, *9*, *10*, *11*). Звенья этой группы образуют параллельно установленный м., взаимодействующий с коромыслово-ползунным посредством поступательной пары *10* – *9*. Распорное усилие в этой паре передается звеньям *7*, *12* и *8*, *11*, за счет чего обеспечиваются требуемое изменение скорости движения и увеличение силы запирания плиты *5* в конце хода.

В двухступенчатых З. перемещение плиты *5* осуществляется посредством гидроцилиндра *14* (сх. *г*, *д*, *ж*, *з*) или двигателя *20* (сх. *е*), а запирание плиты – посредством гидроцилиндра *13* (сх. *г*), *17* (сх. *д*, *е*, *ж*), 24 (сх. *з*).

Все представленные варианты м.

имеют две степени свободы и соответственно два ведущих звена.

В сх. *г* к пятизвенному двухползунному м. присоединена структурная группа *4—5*. Гидроцилиндр *14* приводит звенья *3* и *4* в положение, при котором они вытягиваются в одну линию, а затем рабочий ход завершается гидроцилиндром *13*.

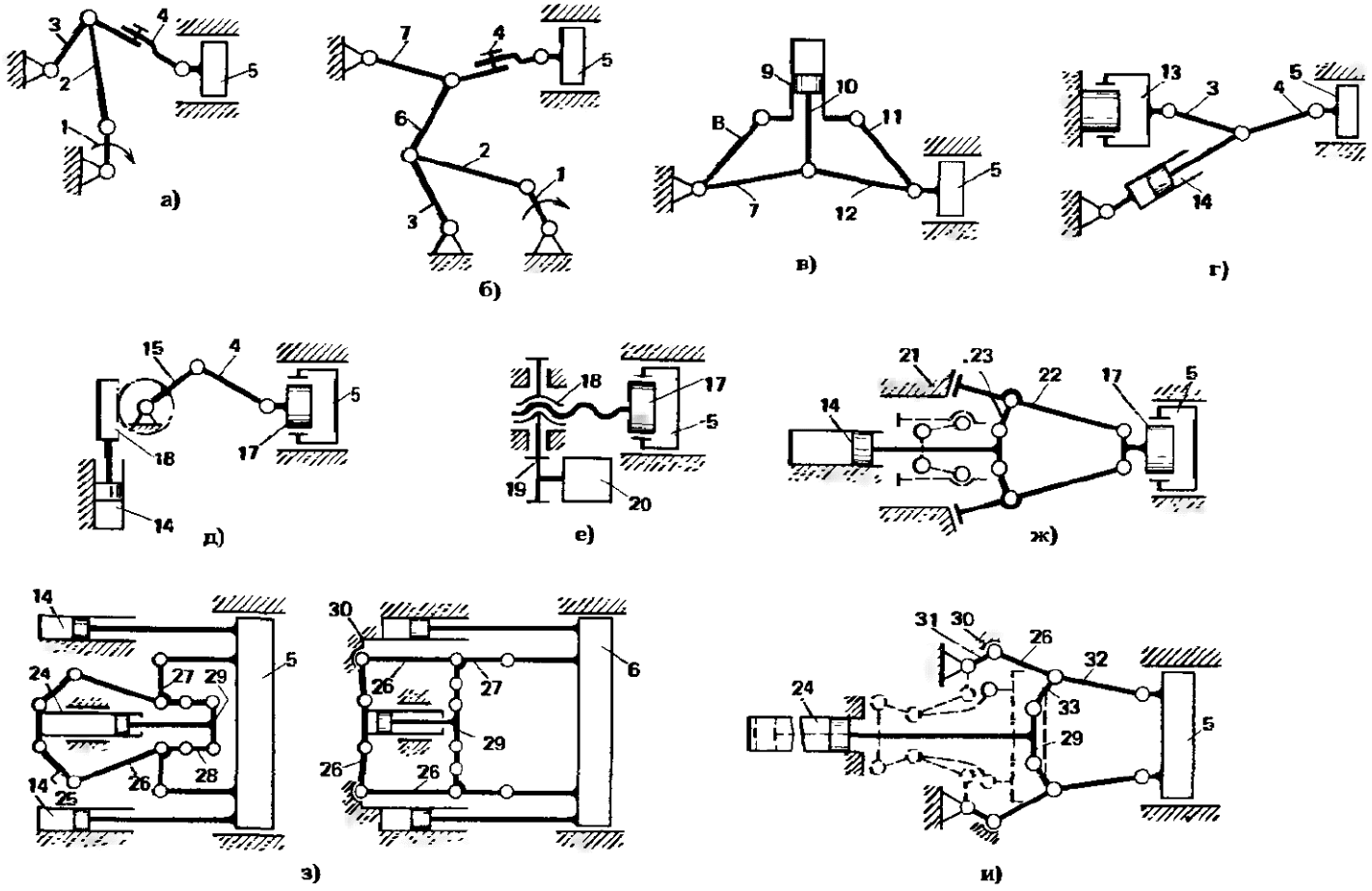
В сх. *д* коромысло *15* приводится через реечную передачу *16* от гидроцилиндра *14*. Коромыслово-ползунный м. (звенья *15*, *4*, *17*) имеет взаимодействующие ползунные пары *17—5* и *5* — стойка. Гидроцилиндр *17* двигает плиту *5* в конце хода, когда звенья *15* и *4* располагаются по прямой линии.

В сх. *е* привод движения перемещения плиты *5* осуществляется от двигателя *20* через зубчатую передачу *19* и винтовую пару *18*. Гидроцилиндр *17* запирает плиту *5*.

В сх. *г*, *д* и *е* реактивное усилие при действии одного привода воспринимается элементами другого привода. Так, при работе гидроцилиндра *17* винтовая пара (сх. *е*) нагружается осевой силой так же, как и звенья *3*, *4* в сх. *г* и звенья *15*, *4* в сх. *д*.

В сх. *ж* реактивные усилия при работе гидроцилиндра *17* воспринимаются через звено *22* стойкой *21*. В начале хода эти звенья расположены параллельно друг другу (см. штриховые линии), а затем раздвигаются звенья *23*. Это движение становится возможным в конце хода, когда элементы стойки не препятствуют свободному движению звена *22*.

В сх. *з* слева — начало хода, справа — конец хода. Гидроцилиндр *24* через звенья *29*, *28*, *27* с одной стороны и звено *25* с другой стороны приводит звенья *26* в положение, при котором они взаимодействуют с упорами *30* и обеспечивают запирание плиты *5*. Упомянутые звенья образуют спаренный симметричный м., для которого стойкой в начале его работы служит ползун *5*, а в конце хода лишняя степень свободы исключается вследствие наличия упоров *30*. Упоры *30* играют роль шарниров в конце хода, а м. при этом представляет собой соединение коромыслово-ползунного м. (звенья *26*, *27* и *5*) с многозвенной кинематической цепью (звенья *25*, *24*, *29*, *28*), соединенной со



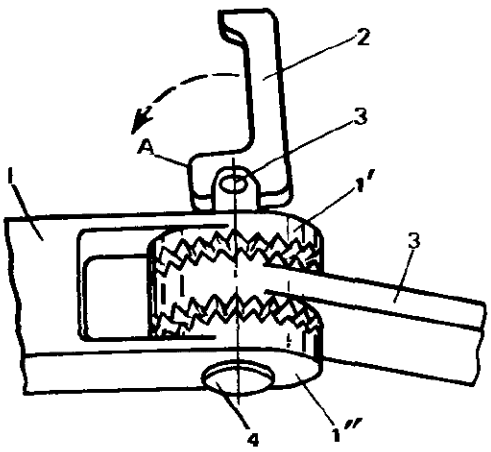
стойкой (гидроцилиндр *24* расположен в направляющих).

В сх. *и* в конце хода ползуна *5* обеспечивается наибольшее усилие за счет распорного действия звеньев *26*, *32* и *33*. Гидроцилиндр *24* через два симметрично соединенных м. приводит в движение ползун *5*. Общим входным звеном здесь является ползун *29*, соединенный со штоком гидроцилиндра. Каждый из м. – рычажный семизвенный, обладает двумя степенями свободы. Определенность движения в данном случае возможна лишь благодаря упорам, а также при наличии крайних положений движущихся звеньев, например, при вытягивании двух звеньев в одну линию.

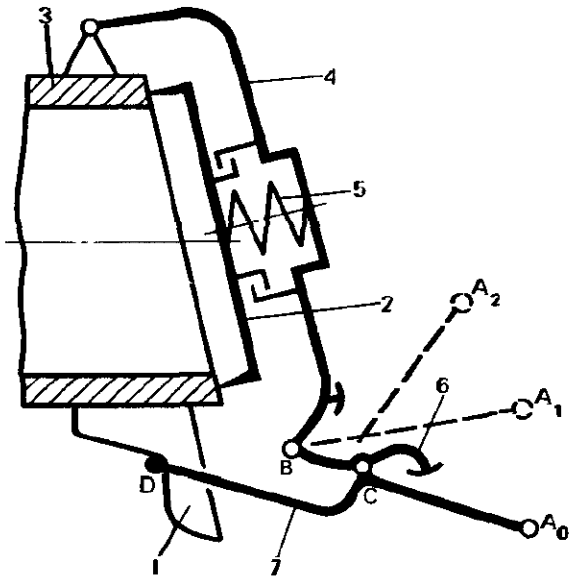
Штриховыми линиями показано крайнее левое положение м., а сплошными – крайнее правое положение. В крайнем правом положении звено *31* прижато к упору *30*, который играет роль шарнира. М. превращается в шестизвенный с одной степенью свободы. Звенья *26* и *32* располагаются почти вдоль прямой линии. Небольшое усилие со стороны звена *33* приводит к значительному силовому воздействию звеньев *26* и *32* на ползун *5*.

ЗАПИРАЮЩИЙСЯ ШАРНИР – одноподвижная вращательная кинематическая пара, выполненная с возможностью стопорения относительного движения образующих ее звеньев.

Звено *1* соединено со звеном *3* цилиндрической осью *4*. Элементы *1′* и *1″* соединены со звеном *1* гибкими перемычками. Между этими элементами и звеном *3* предусмотрен осевой зазор, обеспечивающий свободу относительного поворота звеньев. Поворотом рычага *2* вокруг его оси *3* стопорят шарнир. При этом выступ *A* упирается в элемент *1′*, а элементы *1′* и *1″* сближаются и зажимают звено *3*. Для надежности стопорения на взаимодействующих элементах выполнены торцовые шлицы.



ЗАТВОР ДВЕРЦЫ ПЕЧИ (металлург.) – устр. для прижатия дверцы к привалочной поверхности и удержания ее в прижатом состоянии.

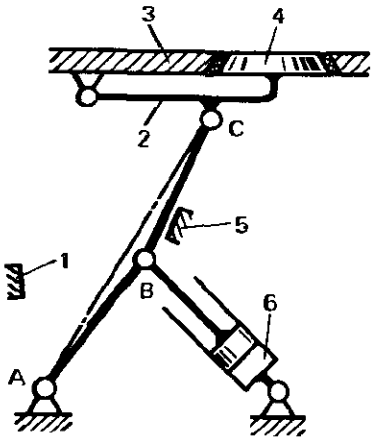


Дверца *2* подвешена на прижимном рычаге *4*, шарнирно соединенном с корпусом *3*. Между рычагом и дверцей установлена пружина *5*.

С рычагом *4* через серьгу *6* шарнирно соединен запирающий рычаг *7*.

На сх. показан З. в закрытом состоянии, когда рычаг *7* зацепляется с крюком *1* в т. *D* и находится в крайнем нижнем положении A_0. При переводе рычага в положение A_1 точки *C*, *B* и *D* расположены на одной прямой. Это положение рычага неустойчивое и соответствует наибольшему сжатию пружины *5*. Движение вверх в положение A_2 приводит к разъединению рычага *7* с крюком и к возможности свободно открыть дверцу. Перевод рычага вниз обеспечивает устойчивое положение рычага (см. также *Стягивающий м.*).

ЗАТВОРА СМЕСИТЕЛЯ М. – устр. для управления клапаном затвора и для предотвращения его самооткрывания при отключенном приводе.

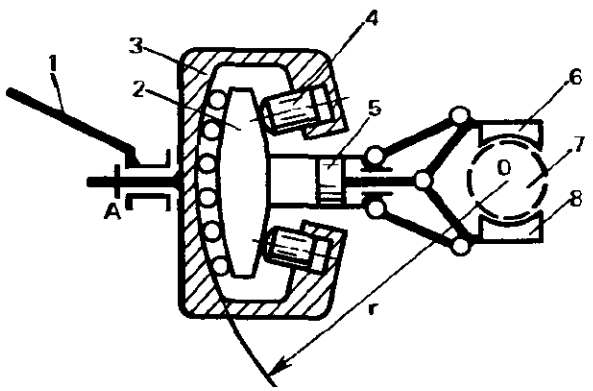


Клапан *4* установлен на коромысле *2*, шарнирно соединенном с днищем смесителя *3*. Коромысло поворачивается гидроцилиндром *6*, связанным с ним и со стойкой звеньями *CB* и *AB*. Звено *AB*, гидроцилиндр *6* и стойка образуют кулисно-коромысловый м. К нему в т. *B* присоединена структурная группа II класса (звенья *BC* и *2*).

Упоры *1* и *5* служат для ограничения перемещения звеньев при открытом и закрытом состоянии клапана. При закрывании клапана звенья *AB* и *BC* вытягиваются в одну линию, при этом создается максимальное распорное усилие (см. *Распорное действие сил в м.*), а затем т. *B* незначительно смещается вправо от линии *AB*.

В данном положении давление на клапан *4* не может привести к самопроизвольному его открыванию, хотя при этом несколько уменьшается прижатие клапана к седлу и оно обеспечивается за счет упругости звеньев и прокладки. Из данного положения м. можно вывести только гидроцилиндром.

ЗАХВАТНОГО УСТР. ПОВОРОТНЫЙ М. – система звеньев, обеспечивающая поворот захватного устр. манипулятора вокруг осей захватываемого объекта.

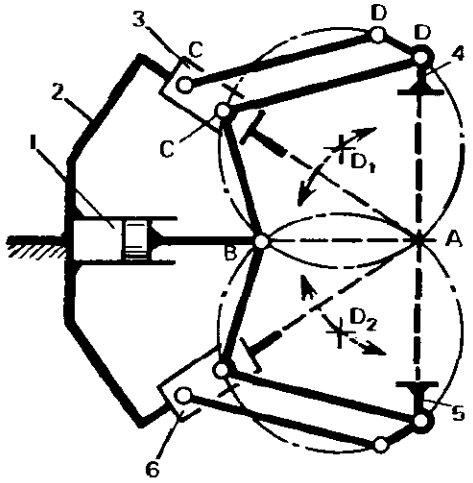


Захватное устр. губками *6* и *8*, приводимыми от гидроцилиндра *5*, зажимает объект *7*.

Захватное устр. может поворачиваться вокруг двух взаимно перпендикулярных осей. Корпус *3* связан со звеном *1* манипулятора с помощью приводной одноподвижной пары *A*.

Поворотная часть *2* захватного устр. соединена с корпусом еще одной приводной одноподвижной парой. Поворотная часть и корпус имеют эквидистантные круговые дорожки качения с центром на оси захватываемого объекта. Для корпуса обозначен радиус дорожки *r*. Между дорожками расположены тела качения. Нажатием прунжера *4* на звено *2* создается вращающий момент и оно поворачивается вокруг т. *O*.

ЗАХВАТНОГО УСТР. ПРЯМОЛИНЕЙНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – м., воспроизводящий прямолинейно-поступательное движение губок, образующих кинематические пары только с подвижными звеньями захватного устр.



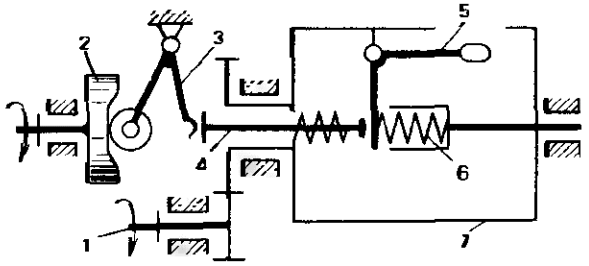
В захватном устр. на сх. использован прямолинейно-направляющий м., у которого т. *C* и *B* звена *BCD* движутся вдоль направляющих, оси которых пересекаются в т. *A*. Из свойства м. т. *D* должна двигаться по прямой, также пересекающейся в т. *A*, при условии, что все т. т. *A*, *B*, *C* и *D* лежат на одной окружности с центром в т. O_1 (см. *Прямолинейно-направляющий точный м.*).

Симметрично первому направляющему м. установлен второй такой же м. Причем т. т. *A* и *B* у них общие. Т. *B* сообщается прямолинейное движение от гидроцилиндра *1*, установленного в корпусе *2*. В т. *C* звено *BCD* шарнирно связано с ползуном *3*. Аналогичный ползун *6* связан и с другим направляющим м. В т. *D* шарнирно к звену *BCD* присоединена губка *4*. Таким же образом присоединена губка *5* к другому направляющему м.

Для обеспечения поступательного перемещения губка *4* соединена с ползуном *3* дополнительным звеном *C'D'*, причем *CC'D'D* представляет собой параллелограмм. Также соединена губка *5* с ползуном *6*.

З. обеспечивает возможность захвата предметов с широким диапазоном размеров.

ЗАХВАТЫВАЮЩЕЙ ИГЛЫ М. (текст.) – устр. для сообщения качательного движения с выстоями игле, размещенной во вращающемся барабане.

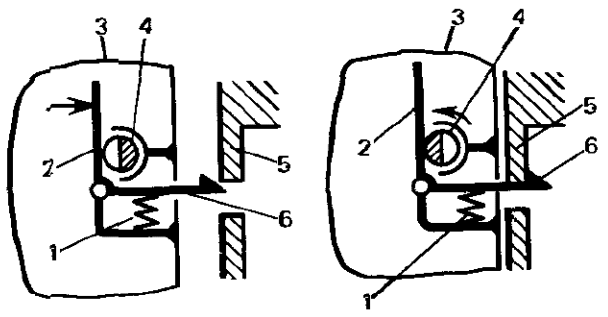


Игла *5* шарнирно соединена с барабаном *7*. Барабан приводится во вращение от вала *1*. Качательные движения игле сообщают, вращая цилиндрический кулачок *2*. Кулачок *2* через коромысло *3* воздействует на толкатель *4*, расположенный соосно с барабаном. Толкатель *4* взаимодействует с иглой *5*. Силовое замыкание м. осуществляется пружиной *6*.

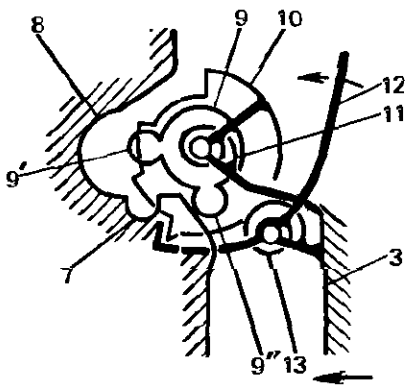
ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЗУБЧАТОЕ – см. *Зубчатое зацепление.*

ЗАЩЕЛКА ЗАМКА – устр. для запирания двери при ее закрывании, обеспечивающее стопорение взаимодействующих звеньев.

На сх. *а* слева кулачок *4* повернут так, что допускает поворот ручки *2*. При перемещении двери *3* с помощью ручки *2* защелка *6* заходит в паз стойки и под



а)



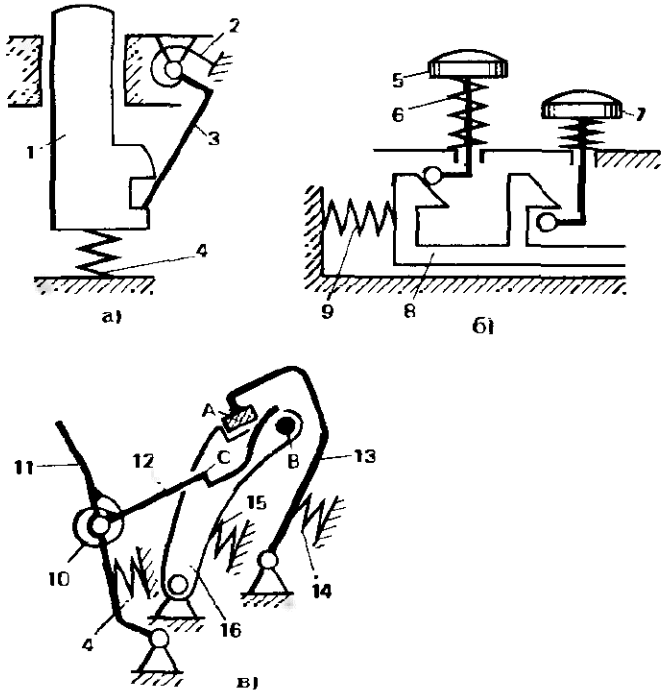
б)

действием пружины *1* поджимается к упору *5* стойки. Повернув кулачок *4* (на сх. *а* справа), стопорят положение ручки *2* и соответственно сопряжение элементов *6* и *5*.

На сх. *б* представлена З. двери автомобиля. С дверью *7* шарнирно соединен ротор *9*, а на одном с ним валу установлен храповик *10*, взаимодействующий с рычагом – защелкой *12*. Ротор соединен с дверью спиральной пружиной *11*. При движении двери *3* в направлении стрелки ротор выступом *9"* упирается в стойку и поворачивается против часовой стрелки, пока выступ *9'* не войдет в углубление *7*. При этом храповик нажимает на рычаг *12*, преодолевает сопротивление пружины *13* и отводит его. В положении, когда выступ *9'* войдет в углубление *7*, храповик защелкнется рычагом *12* на первый зуб. Дверь закрыта, но не заперта полностью. При ее дальнейшем движении ротор *9* соприкасается с поверхностью выемки *8*, а храповик защелкнется рычагом на второй зуб. Дверь при этом заперта. Для открывания двери достаточно нажать на рычаг *12* в направлении стрелки и вывести его

из зацепления с храповиком. Ротор в этом случае может быть свободно выведен из выемки.

ЗАЩЕЛКА ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЯ – подпружиненная деталь, фиксирующая кнопку или рычаг переключателя в определенном положении.



В сх. *а* перемещаемое звено – кнопка *1*, которая при *нажатии на нее* фиксируется защелкой-пластиной *3*, связанной со стойкой пружиной *2*. Повторное нажатие на кнопку приводит к освобождению ее от З. и свободному перемещению вверх под действием пружины *4*. Достигается это формой выступов и пазов на перемещаемом звене.

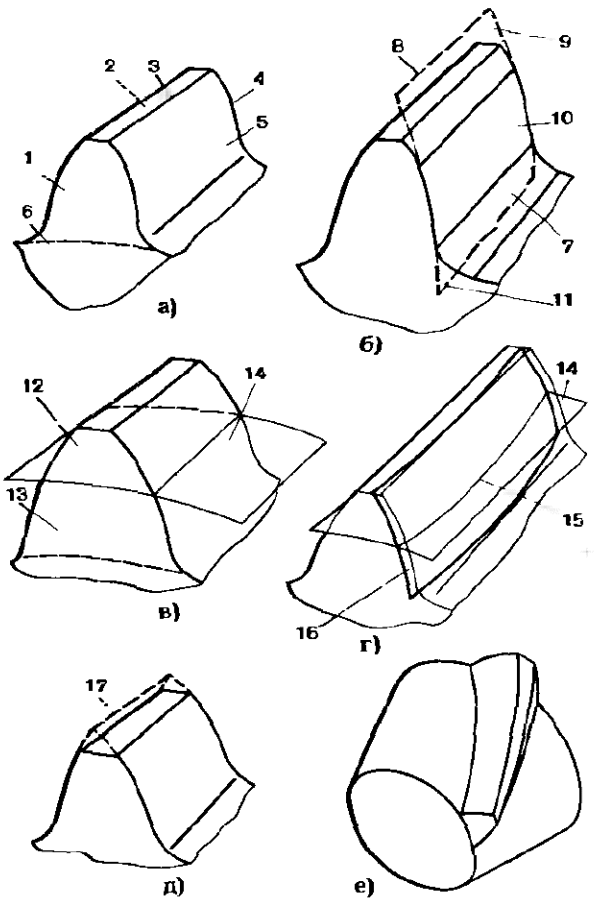
З. может одновременно удерживать или освобождать несколько звеньев. В сх. *б* при нажатии кнопки *5* сжимают пружину *6* и перемещают защелку *8* влево, преодолевая действие пружины *9*. При этом кнопка *7* освобождается, а кнопка *5* фиксируется защелкой в нижнем положении. Таким образом осуществляется блокировка кнопок *5* и *7*.

В сх. *в* м. выполнен в виде системы рычагов. Здесь входное звено – рычаг *11*, а выходное звено – коромысло *13*. Защелка *16* удерживает коромысло *13*, взаимодействуя с его упором *A*. Для переключения м. нажимают на рычаг *11*. Движение передается звену *12*. Последнее надавливает на штифт *B* и «утапливает» защелку *16*, сжимая пружину *15* и освобождая упор *A* от воздействия защелки. Коромысло под действием пружины *14* перемещается влево. Рычаг *11* при этом отпускают. При последующем нажатии на рычаг *11* упор *C* звена *12* воздействует на упор *A* и коромысло перемещается до тех пор, пока защелка не отожмется и не застопорит упор *A*, т. е. пока звенья м. не займут положение, показанное на сх. После этого цикл может быть повторен. Для возвратного движения рычага он поджат пружиной сжатия *4*, а звенья *11* и *12* соединены спиральной пружиной *10*.

ЗВЕЗДОЧКА см. *Цепная передача.*

ЗВЕНО М. – одно или несколько неподвижно соединенных твердых тел, входящих в состав м.

ЗУБ – выступ на звене для передачи движения посредством взаимодействия с соответствующими выступами другого звена. З. имеет элементы (сх. *а*): боковую поверхность *5*, вершину *2*, основание *6*, кромки *3*, *4*, торец *1*. Часть боковой поверхности зуба образована теоретической поверхностью *9* (сх. *б*), удовлетворяющей условиям заданного характера



зацепления и ограниченной предельными линиями *8* и *11*. Поверхность зуба *10*, совпадающая с теоретической поверхностью, называется главной поверхностью. Часть боковой поверхности *7*, соединяющая главную и цилиндрическую поверхности тела колеса, называется переходной.

По высоте зуб условно делится на делительную головку *12* (сх. *в*) и делительную ножку *13* делительной поверхностью колеса *14*, которая является базовой для определения элементов зубьев и их размеров.

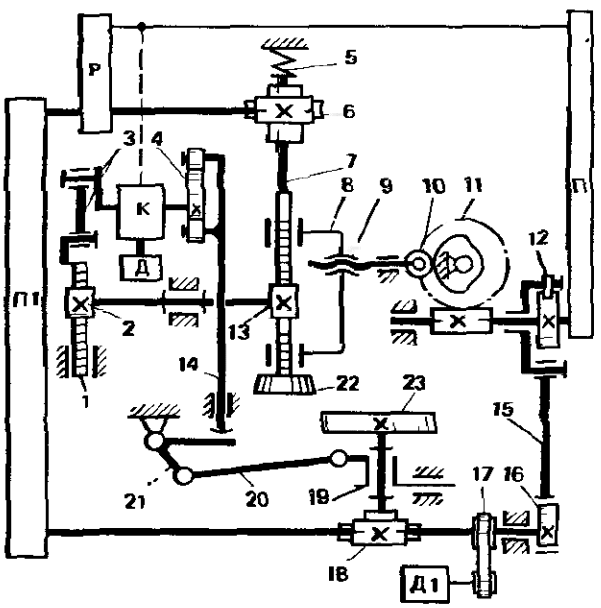
Преднамеренное отклонение поверхности зуба от главной поверхности (например, придание зубу бочкообразной формы *16* (сх. *г*) для компенсации перекосов осей) называют модификацией поверхности зуба. Эту поверхность называют номинальной и от нее отсчитывают погрешности зацепления. Если модификации нет, то номинальной является главная поверхность. Пересечение двух теоретических поверхностей зуба называют линией заострения (линия *17* на сх. *д*). Боковую поверхность, участвующую в передаче движения, называют рабочей стороной зуба. Пересечения теоретической или номинальной поверхности зуба делительной поверхностью называют теоретической или номинальной линией зуба *15* (сх. *г*). В зависимости от формы линии зуба различают прямой (сх. *а* – *д*) и винтовой зубья (сх. *е*). Винтовой зуб цилиндрической передачи с параллельными осями называют косым зубом.

Линия винтового зуба может иметь правое или левое направление. В первом случае т. движется вдоль линии зуба по часовой стрелке при удалении от наблюдателя, смотрящего со стороны торца, во втором случае – против часовой стрелки.

ЗУБОДОЛБЕЖНОГО СТАНКА М. – устр. для осуществления движений инструмента (долбяка или резцовой головки) и заготовки, необходимых для формообразования зубьев на заготовке.

На сх. дан 3. с долбяком. Вращение долбяку *22* передается от двигателя *Д* через коробку передач *К*, реверс *Р* и червячную передачу *6* и зависит от вращения заготовки *23*. Это обусловлено принципом нарезания зубьев, основанным на имитации зацепления колес заготовки и инструмента. Зависимость обеспечивается кинематической связью заготовки с долбяком через червячную передачу *6*, зубчатую передачу *П1* с изменяемым передаточным отношением и червячную передачу *18*.

Движение врезания представляет собой радиальное перемещение суппорта *8*, осуществляемое от кулачкового м. *10* через винтовой м. *9*. Кулачковый м. *10* приводится через червячную передачу *11*, зубчатую передачу *П*, коробку передач *К* от двигателя *Д*. Возвратно-поступательное движение – движение резания – долбяк получает от двигателя *Д* через коробку передач *К*, кривошипно-ползунный м. *3*, рейку *1*, шестерню *2*, шестерню *13* и рейку *7*, поджимаемую пружиной *5*. По окончании движения врезания отключается цепь врезания от двигателя *Д*, а кулачок м. *10* поворачивается от вспомогательного двигателя *Д1* через ременную передачу, эксцентрик *16*, шатун *15*, храповой м. *12* и червячную передачу *11*. После определенного числа проходов кулачок поворачивается и с помощью конечного выключателя отключает станок. С помощью двигателя *Д1* через



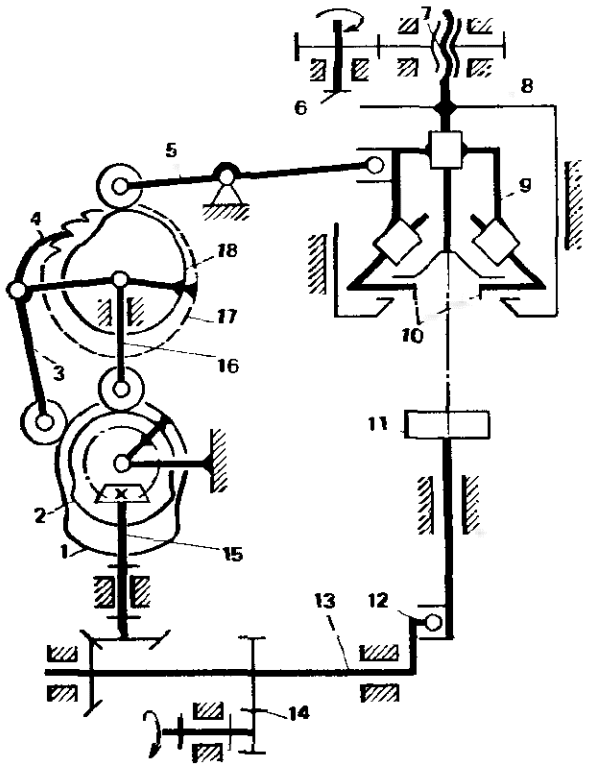
ременную передачу *17* и червячную передачу *18* проворачивают заготовку *23* для выверки ее радиального биения. Передача *П1* при этом должна быть отсоединена. Отвод заготовки во время обратного хода долбяка осуществляется двигателем *Д*. Движение при этом передается через коробку передач, кулачок *4*, толкатель *14*, рычаг *21*, шатун *20* и ползун *19*.

ЗУБОДОЛБЕЖНОГО СТАНКА С РЕЗЦОВОЙ ГОЛОВКОЙ М. – устр. для сообщения согласованных движений элементам резцовой головки и заготовке, необходимых для формообразования зубьев на заготовке.

Резцы *10* установлены в корпусе *9* резцовой головки и на ползуне *8*. Ползун *8* посредством винтовой пары *7*, приводимой от вала *6*, подводят к заготовке или отводят от нее.

Движения заготовке и резцам сообщаются от вала двигателя через зубчатый м. *14*. На валу *13* установлен кривошип *12*, который сообщает возвратно-поступательное движение столу с заготовкой *11*. Здесь использован синусный м.

От вала *13* движение передается на вал *15* и далее кулачкам *1* и *2*, установленным на общем валу. Кулачок *2* через толкатель *16* и кулачок *18* сообщает качательные движения рычагу *5*. Рычаг *5* приводит в движение корпус *9* и тем самым сообщает возвратно-поступательные движения резцам *10*. Конструктивно корпус *9* выполнен в виде двух эквидистантных конусов, между которыми установлены резцы. Звенья *9*, *10* и *8* образуют м. с тремя поступательными парами. Кулачок *1* сообщает качательное движение коромыслу *3*, с которым шарнирно соединена собачка *4*. Качательное движение коромысла посредством собачки *4* и храпового колеса *17* преобразуется в однонаправленное прерывистое движение кулачка *18*. Этим кулачком обеспечивается движение подачи – постепенное сближение резцов. Движение от него передается через рычаг *5* корпусу резцовой головки *9*.



Движения резцов согласованы с движением заготовки таким образом, что до рабочего хода заготовки резцы перемещаются к центру. Затем идет рабочий ход и срезание металла. Далее резцы отходят и совершается холостой ход. В следующий цикл резцы уже переместятся к центру на большую величину, и цикл повторится.

ЗУБОНАРЕЗАНИЯ КОЛЕС М. – см. *Конических колес зубонарезание*, *Шевронных колес зубонарезание*.

ЗУБОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА М. – устр., обеспечивающее взаимосвязанные движения шлифовального круга и заготовки, необходимые для формообразования зубьев на заготовке.

Рабочие торцы шлифовальных кругов *8* устанавливают таким образом, что они касаются боковых поверхностей шлифуемых зубьев колеса *7*, т. е. на расстоянии длины общей нормали. Вал шлифовальных кругов приводится во вращение. Ось вала неподвижна.

Движение обкатывания колеса *7* относительно инструмента задается перемещением каретки *12*, с которой шарнирно соединено обрабатываемое колесо *7*. На одном валу с колесом закреплен шкив *11*, связанный гибкой лентой *5*, огибающей ролик *6*, с толкателем *3*.

Такой же лентой *10* шкив связан с толкателем *9*.

Толкатель *3* взаимодействует через ролик *2* с клином *1*, угол которого γ можно регулировать. С таким же клином *13*, развернутым в противоположную сторону, взаимодействует толкатель *9*.

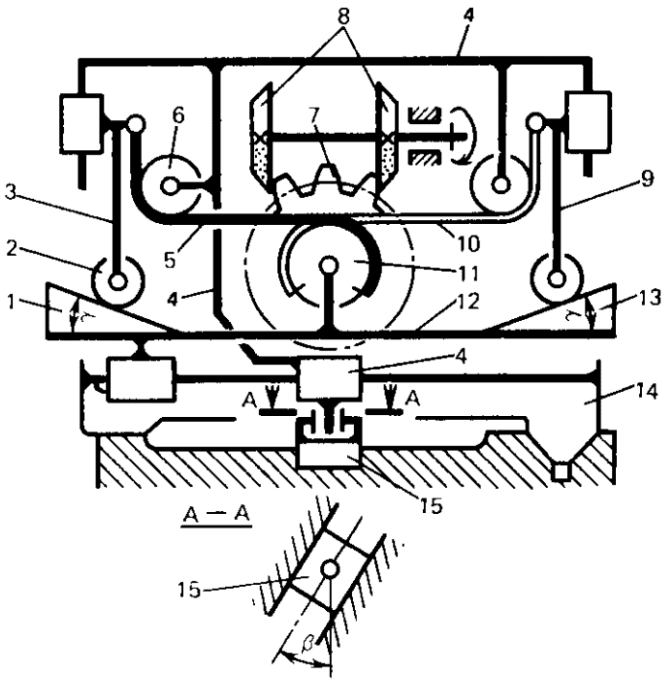
При возвратно-поступательном движении каретки ось колеса *7* повторяет ее движение, а само колесо совершает качательное движение, обусловленное кинематической связью каретки со шкивом *11* через клинья, толкатели и ленточную передачу.

Угол $\gamma = 0$ при равенстве диаметра основной окружности d_b колеса *7* среднему диаметру огибания лентой шкива *11*, равному $d_ш + \delta$, где $d_ш$ – диаметр шкива, δ – толщина ленты. В других случаях его определяют как

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{d_ш + \delta}{d_b} - 1\right).$$

Для шлифования прямых зубьев столу *14* вместе с кареткой *12* и стойкой *4* сообщается движение, параллельное направлению зубьев.

З. позволяет также обрабатывать косозубые колеса. В этом случае стойке *4* сообщают дополнительное движение поперек стола *14*. С этой целью стойка соединена шарнирно с ползуном *15*, скользящим в пазу станины, расположенном под углом β к направлению перемещения стола *14*.

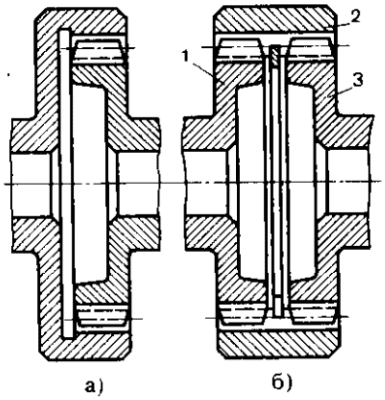


Угол наклона паза определяют в зависимости от основного угла наклона зуба β_b:

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}\beta_b}{1 \pm \operatorname{tg}\gamma},$$

где знак «+» – для колес с линией зуба правого направления при $d_b < d_ш + \delta$ и для колес с линией левого направления при $d_b > d_ш + \delta$; знак «–» – для колес с линией правого направления при $d_b > d_ш + \delta$ и для колес с линией левого направления при $d_b < d_ш + \delta$.

ЗУБЧАТАЯ КОМПЕНСИРУЮЩАЯ МУФТА – муфта, выполненная в виде сопряженных зубчатых колес с одинаковым числом внешних и внутренних зубьев и обеспечивающая компенсацию погрешностей расположения осей валов.



З. выполняют в виде двух (сх. *а*) и трех (сх. *б*) сопряженных деталей. В сх. *а* каждое из зубчатых колес непосредственно закреплено на одном из концов соединяемых валов. В сх. *б* между двумя полумуфтами *1* и *3* установлено промежуточное звено *2* в виде втулки с внутренними зубьями.

Зубья в З. выполняют короткими или бочкообразными. Боковой зазор между зубьями допускает небольшой перекос сопряженных звеньев. Муфта на сх. *а* компенсирует только перекос осей, а муфта на сх. *б* кроме перекоса компенсирует и несоосность, причем чем длиннее звено *2*, тем большую несоосность можно компенсировать.

ЗУБЧАТАЯ ПАРА – см. *Зубчатое зацепление (зубчатая пара)*.

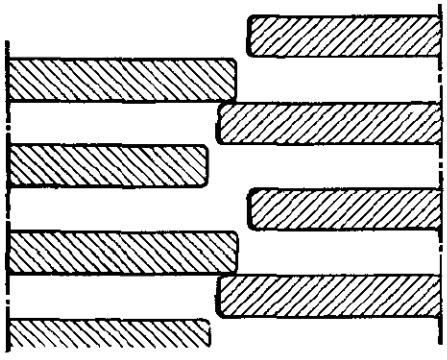
ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА (ЗУБЧАТЫЙ М.) – передаточный м., в котором подвижными звеньями являются зубчатые колеса, образующие со стойкой или водилом вращательные или поступательные пары.

ЗУБЧАТАЯ РЕЙКА (РЕЙКА) – сектор цилиндрического зубчатого колеса, диаметры делительной и однотипных соосных поверхностей которого бесконечно велики, вследствие чего эти поверхности являются параллельными плоскостями, а концентрические окружности – параллельными прямыми (см. *Реечная цилиндрическая зубчатая передача*).

Различают делительную, начальную и другие параллельные плоскости З., соответствующие делительной, начальной и другим однотипным соосным поверхностям зубчатого колеса.

При расчете и изготовлении зубчатых колес в качестве исходного рассматривается зацепление колеса с З. При этом З. наз. номинальной исходной зубчатой рейкой.

ЗУБЧАТАЯ СЦЕПНАЯ МУФТА – сцепная муфта, выполненная в виде зубчатой пары внутреннего зацепления с одинаковым числом зубьев обоих колес так, что создается возможность относительного осевого перемещения колес. Для облегчения включения З. зубья на колесах выполняют выступающими через один или несколько зубьев таким образом, что вероятность упора выступающих торцов зубьев мала. При первоначальном осевом перемещении ведущее звено увлекает ведомое, после чего производят включение муфты. З. применяют для соединения звеньев, вращающихся с малой относительной скоростью или при остановках.

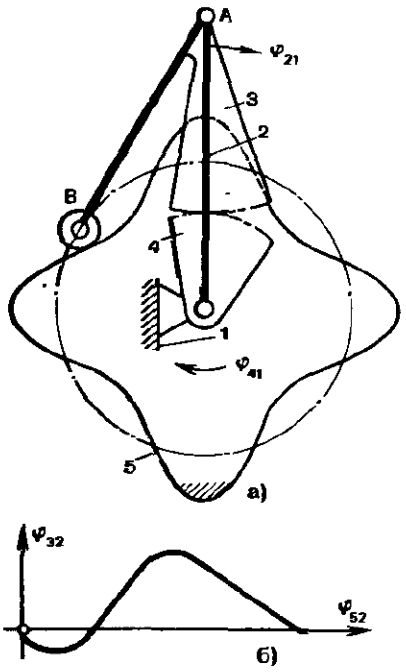


ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ (ЗУБЧАТАЯ ПАРА) – высшая кинематическая пара с последовательно взаимодействующими элементами двух звеньев.

ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающих непрерывное движение другого звена.

ЗУБЧАТОЕ СОЕДИНЕНИЕ – см. *Шлицевое соединение.*

ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ М. – устр., составленное из параллельно соединенных зубчатого и кулачкового м.



На сх. *а* кулачок *5* соединен со стойкой *1*. С ним взаимодействует шатун *AB*, шарнирно соединенный с коромыслом *2*. Шатун *AB* жестко соединен с зубчатым сектором *3*, зацепляющимся с зубчатым сектором *4*.

В сх. *а* входное звено *2*, выходное *4*. При непрерывном движении звена *2* (угол поворота φ_{21}) получают прерывистое движение звена *4* (угол поворота φ_{41}).

Используя метод обращения движения и полагая остановленным звено *2*, получают последовательное соединение кулачкового м. *5*–*3* и зубчатого м. *3*–*4*. Далее определяют функцию положения м. – зависимость угла поворота звена *3* относительно звена *2* – φ_{32} от угла поворота φ_{52} (сх. *б*). При этом φ_{42} =

$= -\varphi_{32}u$, где u – передаточное число зубчатой пары (отношение чисел зубьев полных колес – звеньев *3* и *4*.

Из полученных соотношений можно определить $\varphi_{21} = -\varphi_{52}$; $\varphi_{41} = \varphi_{42} + \varphi_{21}$.

ЗУБЧАТО-КРИВОШИПНЫЙ М. – устр., содержащее взаимодействующие между собой зубчатый м. и м. параллельных кривошипов.

З. – частный случай зубчато-рычажного м. В нем к шатуну исходного м. параллельных кривошипов жестко присоединен сателлит *2*, взаимодействующий с зубчатым колесом *1*, имеющим неподвижную ось вращения. Сателлит *2* при этом совершает круговое поступательное движение.

В сх. *а* к шатуну *AB* параллелограмма *OABC* присоединен сателлит *2*, который имеет внутренние зубья и зацепляется с колесом *1*. Линия O_1O_2, соединяющая оси сателлита и колеса *1*, параллельна кривошипам *AO* и *BC*, причем $O_1O_2 = AO = BC$.

Здесь входное и выходное звенья – кривошип *AO* и колесо *1*.

В сх. *б* колесо *1* имеет внутренние зубья. Ось сателлита *2* совпадает с осью одного из шарниров параллелограмма.

Входное и выходное звенья – кривошипы O_2O_1 и AO_1.

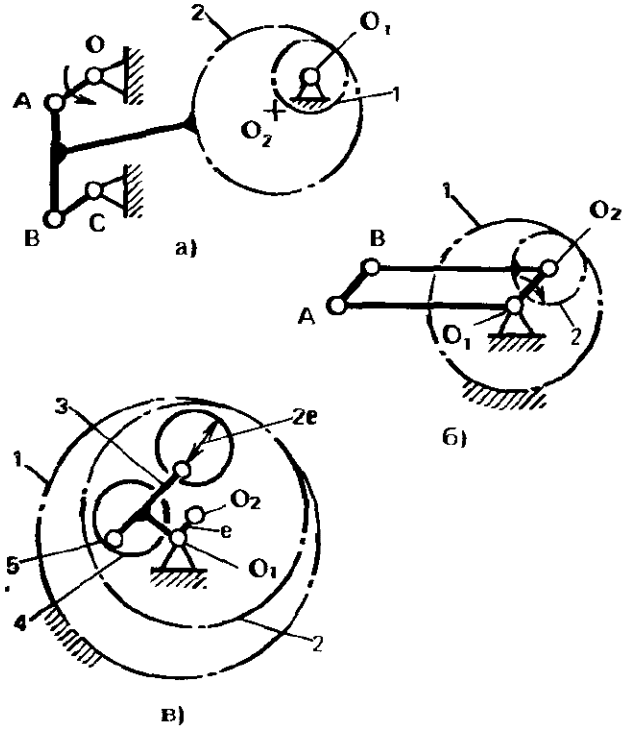
Сх. *в* – конструктивная разновидность сх. *б*. На эксцентрике O_1O_2 шарнирно установлен сателлит *2*. В нем выполнены отверстия *4*, с боковыми поверхностями которых взаимодействуют пальцы *5*, установленные на кривошипе *3*. Кривошип *3* эквивалентен звену AO_1 на сх. *б*.

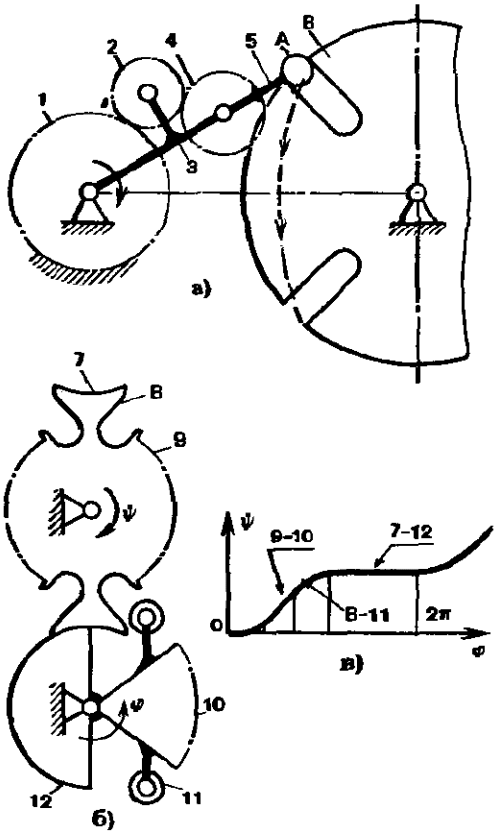
Диаметр отверстия на $2e$ больше диаметра пальца, где e – эксцентриситет O_1O_2. Расстояние между осью пальца и осью отверстия равно O_1O_2, а линия, соединяющая оси, параллельна O_1O_2 и эквивалентна звену AB на сх. *б*.

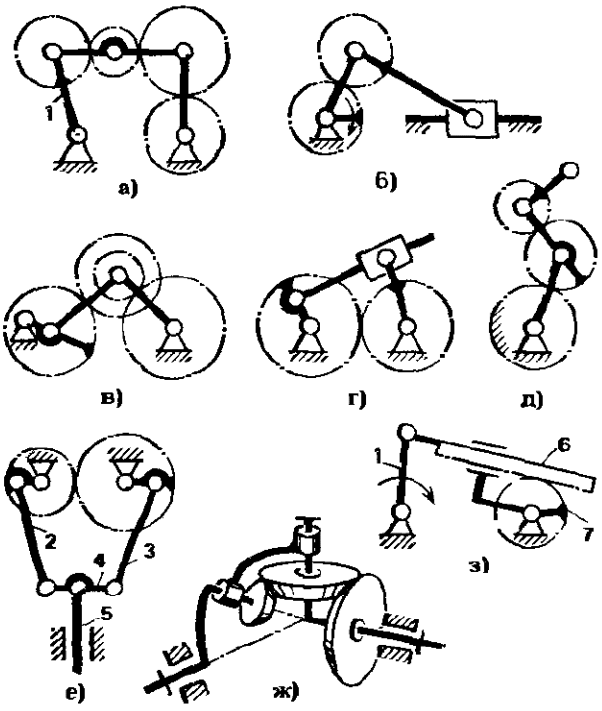
Сх. *в* используют для получения больших передаточных отношений при входном звене O_1O_2 и выходном звене *3* (см. *Планетарная зубчатая передача*, сх. *г*).

ЗУБЧАТО-МАЛЬТИЙСКИЙ М. – устр., содержащее параллельно соединенные зубчатый и мальтийский м. и преобразующее непрерывное вращательное движение входного звена в одностороннее прерывистое движение выходного звена с плавным изменением его скорости.

В сх. *а* на входном звене – водиле *3* установлены зацепляющиеся между собой зубчатые колеса-сателлиты *2* и *4*. Сателлит *2* зацепляется с неподвижным







колесом *1* и обкатывается вокруг него. На сателлите *4* закреплен рычаг *5* с пальцем, взаимодействующим с пазом выходного звена *6*.

Т. *А* рычага 5 описывает циклоидальную кривую. При проектировании З. выбирают параметры, обеспечивающие положение крайней т. циклоидальной кривой. В т. *А* изменяется знак скорости движения в месте входа пальца в паз.

В сх. *б* входное звено поворачивается в направлении φ, а выходное звено – в направлении ψ. На каждом из звеньев закреплены элементы стопорного устр. (см. *Стопор*) мальтийского и зубчатого м. Цикл движения происходит в следующей последовательности: взаимодействует ролик *11* с пазом *8*; зацепляются зубчатые секторы *10* и *9*; взаимодействуют поверхности *12* и *7* стопорного устр.

Соответствующий этой последовательности закон изменения угла ψ в зависимости от угла φ дан на сх. *в*. Участки взаимодействия звеньев обозначены *9–10*, *8–11* и *7–12*.

Применяют З. в станках-автоматах и автоматических линиях.

ЗУБЧАТО-ПЛАНЕТАРНЫЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ – см. *Вибровозбудитель*.

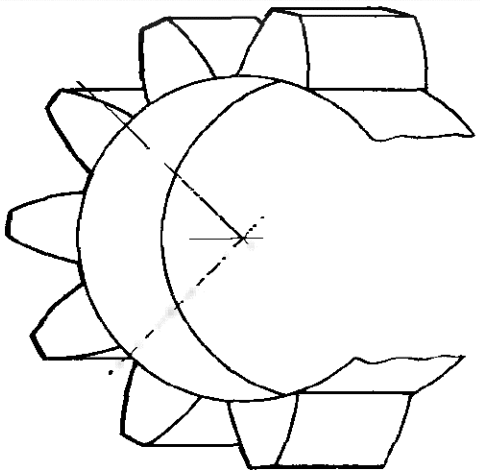
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ М. – устр., содержащее взаимодействующие между собой зубчатые и шарнирные или рычажные м. Соединения м. могут быть последовательными и параллельными. Обычно под З. понимают параллельно соединенные м. Любой из шарнирных или рычажных м. может быть преобразован в З., если в шарнирах и на звеньях установить оси зацепляющихся колес и одно или несколько из колес связать со звеньями шарнирного или рычажного м. Например, в шарнирном четырехзвенном м. (сх. *а*) установлено четыре колеса, и одно из них связано со звеном *1*. Если связать со звеньями рычажного м. два колеса, то подвижность будет равна нулю. Ведущим или ведомым может быть либо рычаг, либо зубчатое колесо. В сх. *б* кривошипно-ползунного м. – два колеса, одно из них связано с шатуном. В сх. *в* – две пары взаимодействующих колес, одно из колес связано со звеном рычажного м. Исходные м. на сх. *г* и *д* имеют соответственно две и три степени свободы. Установив зубчатые колеса в шарнирах и связав колеса со звеньями (с двумя в сх. *г* и с тремя, в том числе со стойкой, в сх. *д*), можно получить З. с одной степенью свободы.

На сх. *е* – так называемая «римская передача» – семизвенный м. с ползуном 5, приводимым через суммирующий рычаг *4* и шатуны *2* и *3* от двух зацепляющихся между собой колес. В З. используют также реечные м. (сх. *з*), а также все известные типы зубчатых передач, например, коническую передачу (сх. *ж*).

В сх. *з* обеспечивается реверсивное движение зубчатого колеса 7, взаимодействующего с рейкой *6*, при однонаправленном движении кривошипа *1*.

З. позволяют получать различные законы движения звеньев, улучшать силовые характеристики м. Используют З. в качестве направляющих и передаточных м.

ЗУБЧАТЫЙ ВЕНЕЦ – часть зубчатого колеса, содержащая все зубья, связанные друг с другом прилегающей к ним поверхностью тела колеса.



ЗУБЧАТЫЙ М. – см. *Зубчатая передача (зубчатый м.)*

ЗУБЧАТЫЙ РЕДУКТОР – см. *Редуктор.*

ЗУБЧАТЫЙ СЕКТОР – звено, имеющее ограниченную систему зубьев, расположенных на секторе колеса.

И

ИГЛЫ М. (швейн.) – устр. для возвратно-поступательного движения иглы и качательного движения рамки, в которой помещается игла.

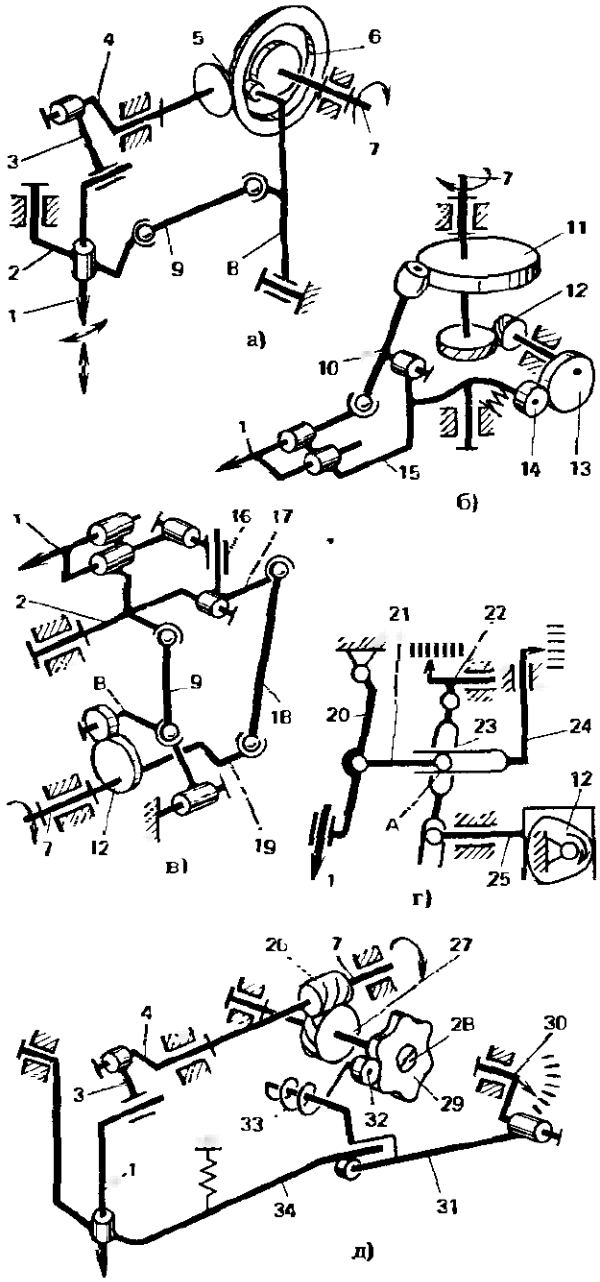
На сх. *а* от ведущего вала *7* движение через коническую зубчатую передачу *5*, кривошип *4* и шатун *3* передается игле *1*. Рамка *2*, в которой движется игла, приводится в движение от кулачка *6* через коромысло *8* и шатун *9*. Звенья *8*, *9*, *2* и стойка образуют пространственный четырехзвенный двухкоромысловый м.

В сх. *б* от кулачка *11*, установленного на ведущем валу *7*, движение передается коромыслу *10* и далее игле *1*. Коромысло и игла подвижно соединены с рамкой *15*. Качательное движение рамке сообщается кулачком *13*, взаимодействующим с роликом *14*. Кулачок *13* приводится во вращение от вала *7* через винтовую зубчатую передачу *12*.

На сх. *в* движение игле *1* сообщается от вала *7* с кривошипом *19* через шатун *18*, рычаг *17* и шатун *16*. Звенья *1* и *17* подвижно соединены с рамкой *2*, которая приводится в движение от кулачка *12* через коромысло *8* и шатун *9*.

Для привода рамки использован плоский м., а для привода иглы последовательно соединенные м.: пространственный кривошипно-коромысловый м. (звенья *19*, *18*, *17*, *2* и стойка) и плоский кулисно-ползунный м. (звенья *17*, *16*, *1* и *2*).

На сх. *г* – м. для качания рамки *20* и регулировки величины угла качания. Привод осуществляется от кулачка *12*. Плоский толкатель *25*, обеспечивающий геометрическое замыкание, передает движение кулисе *23* с регулируемым положением опоры *22*. Положение т. *А* на кулисе регулируется ползуном *24*. Качание кулисы *23* передается через шатун *21* рамке *20*.



На сх. *д* от ведущего вала *7* движение передается игле *1* через кривошип *4* и шатун *3*. Рамка *34* совершает качательное движение и приводится от вала *7* через винтовую зубчатую передачу, состоящую из колес *26*, *27*, и кулачковый м. Кулачок *29* устанавливается на валу с помощью винта *28*.

При повороте кулачка относительно вала достигается синхронизация движения иглы и рамки. Перемещением тяги *31* с помощью звена *30* закручивают пружину *33* и прижимают ролик *32* к кулачку *29*. Поскольку тяга *31* взаимодействует с рамкой *34* и роликом *32*, то при одинаковом сопротивлении со стороны рамки чем больше будет закручена пружина *33*, тем больший размах будет иметь звено *34*.

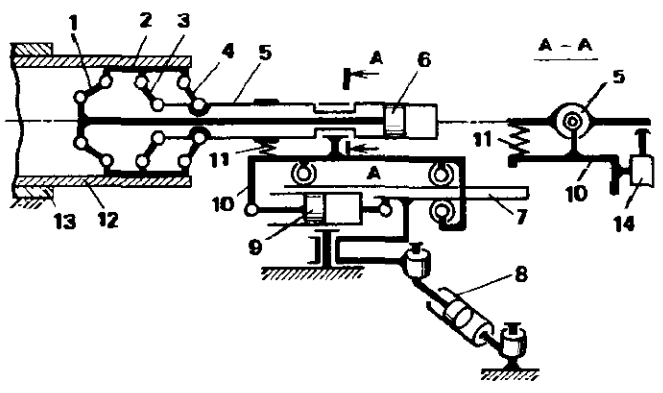
ИДЕАЛЬНЫЕ СВЯЗИ – см. *Связи*.

ИЗБИРАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ (ОДНОТАКТНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ) – система управления машины, выбирающая одну из возможных комбинаций выходных сигналов в зависимости от входных сигналов в данном такте.

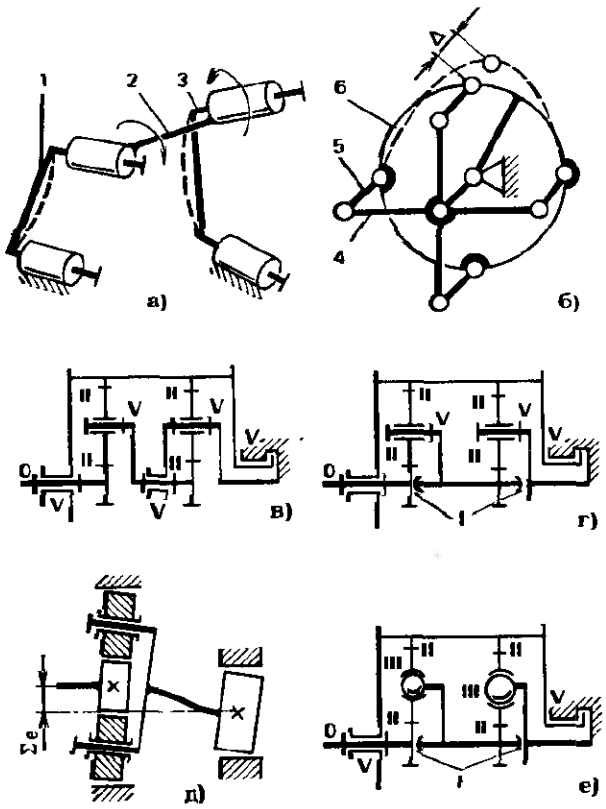
ИЗВЛЕЧЕНИЯ ОТЛИТЫХ ТРУБ М. (металлург.) – устр. для захвата и перемещения отлитой трубы относительно формы.

И. содержит захватное устр. разжимного типа, корпус *5* которого шарнирно соединен с выдвижной кареткой *10*, установленной на направляющей *7*. Корпус *5* связан с кареткой также пружиной *11*.

Направляющую *7* поворачивают гидроцилиндром *8*. Перемещая каретку вдоль направляющей гидроцилиндром *9*, вводят захватное устр. в трубу *12*. Губки *2*, связанные с корпусом *5* параллельными коромыслами *3* и *4*, разжимаются с помощью гидроцилиндра *6* через шатуны *1*. Затем включают вибратор *14* и гидроцилиндр *9*. Вибратор совершает колебания, уменьшая сцепление трубы с формой *13*. С помощью гидроцилиндра *9* трубу извлекают из формы.



ИЗБЫТОЧНЫЕ СВЯЗИ – вредные пассивные связи в м., удаление которых не приводит к снижению его качественных показателей.



И. приводят к дополнительным деформациям звеньев и потерям энергии при работе м. Например, в двухкоромысловом м. (сх. *а*) перекос осей, неизбежный при изготовлении, приведет к изгибу звеньев *1* и *3* и к закручиванию шатуна *2*, причем без этих деформаций невозможно собрать м. В процессе перемещения звеньев эти деформации меняются. Если в шарнирах будут иметь место большие зазоры, то перекосы обусловят кромочный контакт элементов подшипников скольжения и т. п. неблагоприятные явления.

В сх. *б* м. параллельных кривошипов имеет два синхронно вращающихся звена *4* и *6*, соединенных несколькими параллельными звеньями *5*. Данный м.

используют в качестве муфты, соединяющей параллельные валы. Неточное изготовление хотя бы одного из звеньев 5 на величину Δ приведет к дополнительной деформации звеньев, перераспределению нагрузки, дополнительному трению и износу. Исключение трех из пяти звеньев 5 не нарушит закономерности движения, устранит рассмотренное явление, но приведет к уменьшению несущей способности, так как м. превратится из многопоточного в однопоточный.

Исключение И. и составление м. без избыточных связей – сложный процесс, представляющий собой один из путей конструирования рациональных м., предложенный Л. Н. Решетовым. Он заключается в использовании только статически определимых систем, что позволяет расширить допуски на изготовление, упростить конструкцию м., уравнять потоки энергии в параллельных симметричных ветвях или привести их в заданное соотношение, а следовательно, повысить нагрузочную способность и КПД.

В каждом конкретном случае необходимо найти такую статически определимую схему, в которой не были бы нарушены функциональные качества и многопоточность передачи энергии.

Рациональность схемы может быть определена при подсчете числа избыточных связей q по формуле

$$q = w - 6n + 5p_{V} + 4p_{IV} + \\ + 3p_{III} + 2p_{II} + p_{I},$$

где w – число степеней свободы, n – число подвижных звеньев; $p_{V}, p_{IV}, \ldots, p_{I}$ – число кинематических пар соответственно V, IV, ..., I классов.

При подсчете числа подвижных звеньев учитываются только два звена, входящие в соединение; все промежуточные звенья (шарики в подшипнике, крестовина в универсальном шарнире, соединительное звено в двойной зубчатой муфте и т. п.) не учитываются.

При этом кинематические соединения могут иметь большое число избыточных связей, которое не может быть уменьшено без нарушения принципа многопоточности. Например, каждый подшипник качения представляет собой статически неопределимое устр. Однако это обстоятельство не влияет на рациональность м. в целом.

Число избыточных связей в м. может быть уменьшено следующим образом: исключением отдельных кинематических пар; заменой пар с большим числом связей парами с меньшим числом связей; введением в кинематическую цепь дополнительных кинематических соединений. При этом следует избегать появления «вредных» подвижностей, нарушающих стабильность работы м., и учитывать влияние трения на самоустановку звеньев в процессе работы.

Рациональность схемы окончательно может быть проверена при рассмотрении положения звеньев и логики работы м. при возможных погрешностях изготовления и деформациях звеньев под нагрузкой, что иллюстрируется на следующем примере. В каждом ряду планетарной передачи, встроенной в барабан лебедки экскаватора (сх. *в*), равномерно по периметру расположены три сателлита. Общее число подвижных звеньев при этом девять: шесть сателлитов, центральное колесо первого ряда, водило первого ряда, жестко соединенное с центральным колесом второго ряда, и барабан. Классы I – V кинематических пар обозначены на сх. *в*. В сх. *в* $q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 9 + 2 \cdot 12 = 16$.

В сх. *г* исключена радиальная опора водила первого ряда и число избыточных связей несколько меньше: $q = 1 - \\ - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 8 + 2 \cdot 12 + 1 = 12$.

Если проследить процесс самоустановки звеньев в этой передаче при наличии, например, эксцентриситета, становится ясным, что самоустановка вызывает деформацию звеньев и неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и длине зубьев (сх. *д*).

Если, например, установить двойную зубчатую муфту между водилом первого ряда и центральным колесом с внешними зубьями второго ряда, то

можно устранить деформацию водила, но при этом не все избыточные связи устранятся. Полное устранение избыточных связей осуществлено в сх. *е* с тремя сателлитами в каждом ряду. Сателлиты в обоих рядах установлены на сферических подшипниках. Сателлит при перекосах и несоосностях центральных колес самоустанавливается. Самоустановка водила не вызывает его деформации.

ИЗГИБ – вид деформации, характеризующийся искривлением оси или срединной поверхности деформируемого объекта (балки, плиты, оболочки и др.).

ИЗМЕНЕНИЯ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА КОЭФФИЦИЕНТ – см. *Коэффициент изменения средней скорости выходного звена.*

ИЗНОС – изменение размеров, формы или состояния поверхности изделия вследствие разрушения (изнашивания) поверхностного слоя детали при трении.

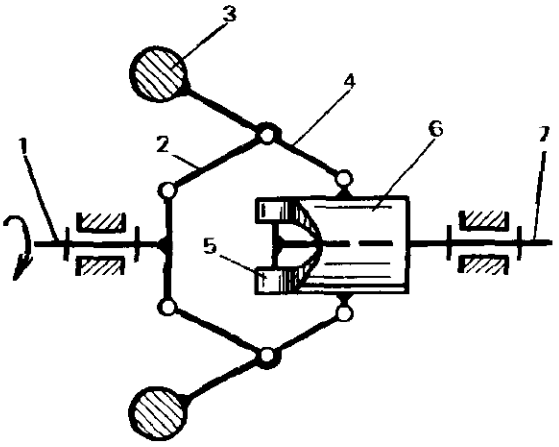
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ – сопротивление трущихся деталей изнашиванию (см. *Износ*).

ИМПУЛЬС – см. *Количество движения точки (импульс).*

ИМПУЛЬС СИЛЫ ЗА КОНЕЧНЫЙ ПРОМЕЖУТОК ВРЕМЕНИ – величина, равная определенному интегралу от элементарного импульса силы, где пределами интеграла являются моменты начала и конца данного промежутка времени. При этом под элементарным импульсом силы понимается векторная мера действия силы, равная произведению силы $\bar{F}(t)$ на элементарный промежуток времени ее действия dt. И. выражается в виде $\int_{t_A}^{t_B} \bar{F}(t)\,dt$, где t_A и t_B – моменты времени исследуемого движения.

ИМПУЛЬСАТОР ВРАЩЕНИЯ – м., преобразующий равномерное вращение входного звена в неравномерное вращение выходного звена.

И. используют в инерционных трансформаторах момента, программных уравновешивателях, вибровозбудителях.

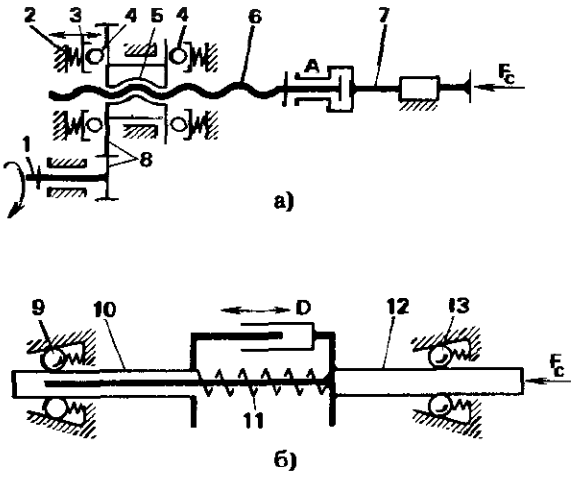


Входное звено *1* вращается с постоянной угловой скоростью. Оно связано звеньями *2* и *4* с цилиндрическим кулачком *6*. На звене *4* установлены грузы *3*. Кулачок взаимодействует с роликами *5*, установленными на выходном звене *7*. Грузы в начальный момент под действием центробежных сил удаляются от оси, а кулачок *6* контактирует с роликами своими выступами. Если на выходном звене отсутствует момент сопротивления, то в таком положении звенья продолжают вращаться. При наличии момента звено *7* начинает отставать и ролики смещаются, заставляя кулачок переместиться вдоль оси вправо. Грузы при этом сближаются. Усилие, прижимающее кулачок к роликам, уменьшается, и ролики перекатываются через выступы кулачка. Грузы снова начинают удаляться, и цикл повторяется. В зависимости от величины и характера изменения момента на выходном звене возможны также режимы колебательного движения роликов во впадинах кулачка без перекатывания их через выступы и соответственно колебания величины угловой скорости выходного звена.

ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧИ М. – устр., преобразующее импульсное движение в однонаправленное движение выходного звена.

Импульсное движение получают с помощью вибровозбудителей: гидравлических устр., электромагнитов, вращающихся неуравновешенных грузов и т. п.

Преобразуют импульсное движение в однонаправленное поступательное или вращательное с помощью м. свободного хода.



а)

б)

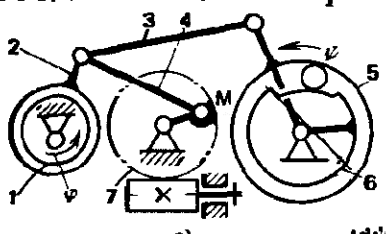
На сх. *а* заданы вибрации звену *3*. Гайка *5*, зажатая с обеих сторон пружинами *2*, может вращаться благодаря установке ее в подшипниках *4*. Во вращение гайка приводится от вала *1* через зубчатую передачу *8*. Если нет вибраций, то гайка вращается вместе с винтом *6*. Их взаимосвязь осуществляется за счет трения, момент которого превышает момент трения в опоре *A*. При наличии вибраций боковые поверхности резьбы гайки периодически прижимаются к поверхностям резьбы винта – при движении гайки вправо и отходят от этих поверхностей – при движении гайки влево. В момент незначительного прижатия или отсутствия контакта гайка свободно проворачивается относительно винта, который удерживается моментом сил трения в опоре *A* и моментом сил инерции. В момент контакта поверхностей винт вместе с гайкой движется вправо поступательно. Движение через опору *A* передается выходному звену *7*, нагруженному силой сопротивления $\bar{F}_c$.

На сх. *б* звенья *10* и *12*, установленные в м. свободного хода *9* и *13* соответственно, связаны между собой поступательной парой и пружиной *11*. М. свободного хода *9* и *13* позволяют двигаться звеньям только вправо. Звеньям *10* и *12* задается относительное колебательное движение с помощью устр. *D*. В период относительного сближения звеньев звено *12* удерживается м. свободного хода *13*, а звено *10* свободно движется вправо. В период относительного удаления звеньев звено *10* удерживается м. свободного хода *9*, а звено *12* движется вправо, преодолевая силу сопротивления $\bar{F}_c$. Повторные колебания приводят к прерывистому однонаправленному движению звена *12* вправо. И. применяют в прессах, домкратах, устр. для подачи заготовок и т. п.

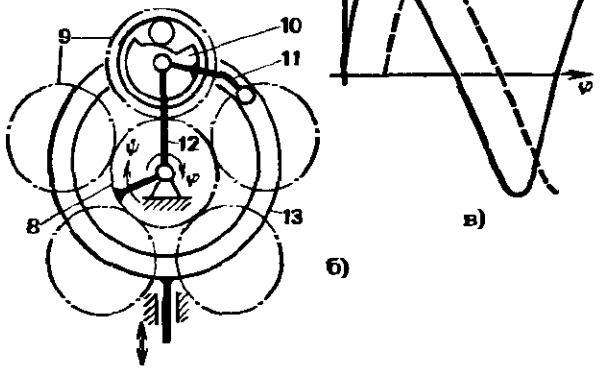
ИМПУЛЬСНЫЙ ВАРИАТОР – передаточный м., преобразующий вращательное движение в однонаправленное импульсное движение и обеспечивающий регулирование передаточного отношения.

На сх. *а* шестизвенный шарнирный м. (звенья *1* – *5* и стойка) позволяет преобразовывать вращательное движение кривошипа *1* в качательное движение коромысла *5*. М. свободного хода *6* преобразует это движение в однонаправленное импульсное движение. Перемещая опору звена *4* с помощью червячной передачи *7*, изменяют параметры м. При этом меняется величина размаха коромысла *5* и соотношение времени его качания в одну и другую сторону. Соответственно изменяется продолжительность импульсов, а следовательно, и средняя скорость выходного звена.

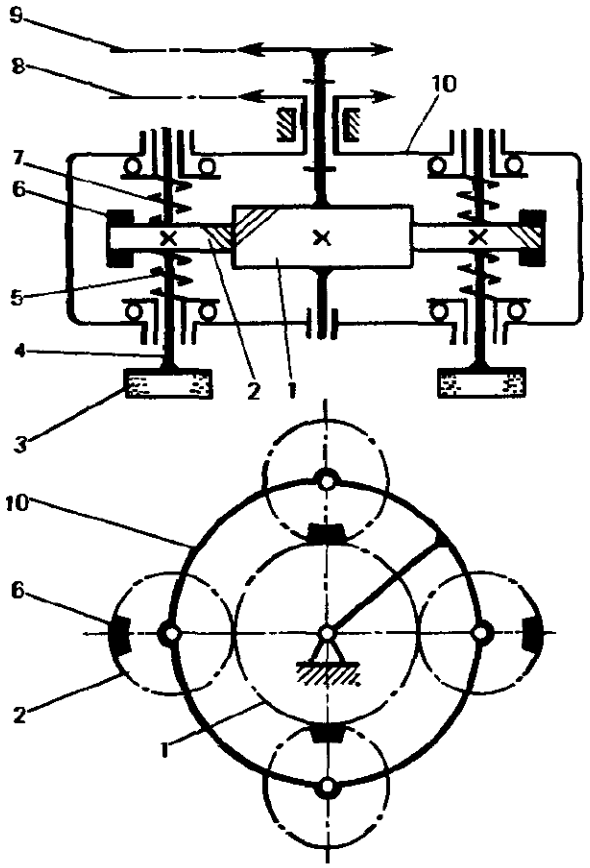
На сх. *б* планетарный И. Входное звено – водило *12* – приводит в движение оси сателлитов *9* со встроенными в них м. свободного хода *10*. Звездочка м. свободного хода посредством коромысла *11* взаимодействует с кулачком *13*. При вращении водила звездочка м. свободного хода совершает качательное



а)



б) в)



движение. Причем качание в одну сторону сателлиту передается, а качание в другую сторону не передается. От сателлита движение передается центральному колесу *8* – выходному звену.

Перемещая кулачок *13*, можно регулировать угол качания рычага *11* в широких пределах. Например, при совмещении центра кругового кулачка с центром колеса *8* угол качания равен нулю.

Для непрерывной подачи импульсов на выходное звено устанавливают несколько сателлитов с м. свободного хода. Закон движения каждого последующего сателлита сдвинут по фазе на одинаковый угол по сравнению с рассматриваемым.

При этом получается перекрытие законов изменения аналога угловой скорости выходного звена $d\psi/d\varphi$ (см. сх. *в*) в зависимости от угла поворота входного звена φ (ψ – угол поворота выходного звена).

И. позволяет получать широкий диапазон регулирования скорости, но имеет большой коэффициент неравномерности хода.

И. применяют крайне редко.

ИМПУЛЬСНЫЙ ПРИВОД – устр., сообщающее выходному звену колебания вдоль оси его вращения.

На сх. м. привода шлифовальных кругов *3*, совершающих планетарное движение. Водило *10* приводят во вращение с помощью передачи *8*. Центральное колесо *1* либо неподвижно, либо ему сообщается дополнительное вращение с помощью передачи *9*. На сателлитах *2* грузы *6* установлены так, что радиальные составляющие сил инерции, получаемых при вращении водила, взаимоуравновешиваются и центральный подшипник водила не нагружается силами инерции.

Вращение водила приводит к обкатыванию сателлитов по центральному колесу *1*. При повороте сателлитов линия действия сил инерции смещается относительно полюса зацепления пары колес *2–1*. Это приводит к возникновению переменных по величине и направлению сил в зацеплении и моментов сил на звеньях *1* и *2* при наличии моментов сопротивления. Колеса *2* и *1* косозубые. Поэтому осевая составляющая силы приводит к колебаниям сателлита *2* вместе с закрепленным на валу *4* шлифовальным кругом *3*. Сателлит поджат пружинами *7* и *5*, обеспечивающими плавный характер осевых движений.

Все осевые составляющие сил, действующих на центральное колесо, а также сил, действующих на водило, взаимно уравновешиваются.

Вращением центрального колеса *1* регулируют параметры движения выходных звеньев.

ИНВЕРСИЯ ЗВЕНЬЕВ В М. – прием получения вариантов м. и его компоновок путем замены функций одного звена функциями другого звена, взаимной перестановки звеньев, выполнением охватываемой детали из охватывающей, остановленного звена из подвижного и т. п.

ИНВЕРСОР – м., у которого положение выходного звена изменяется обратно пропорционально положению входного звена.

На сх. *а* сдвоенный коромысловоползунный м. имеет общее коромысло

AB, два шатуна CP и BQ и два ползуна с общей направляющей. При выполнении условия $AB/AC = BQ/CP$ получают $AP \cdot AQ = AB \cdot AC = k$, или $AP = \frac{k}{AQ}$, т. е. координата т. P обратно пропорциональна координате т. Q.

На сх. *б* (м. Крауфорда) кулиса *2* соединена со звеном *1* в т. B шарнирно, а в т. Q и P — посредством поступательных и вращательных пар, причем выполняется условие $QB \perp BP$. Из свойства прямоугольного треугольника QBP следует: $AP \cdot AQ = AB^2 = k$.

На сх. *в* — частный случай сх. *а*, в котором у шатунов PB и BQ одинаковая длина, причем $AB > PB$. Перемещения т. т. P и Q связаны зависимостью $AP \cdot AQ = (AB)^2 - (BP)^2 = k$.

И. на сх. *г* представляет собой шестизвенный м. с двумя степенями свободы, причем угол радиус-векторов т. т. P и Q всегда одинаков. При равенствах $BP = BQ$ и $PC = CQ$ осуществляется зависимость $AP \cdot AQ = (AB)^2 - (BP)^2 = (AC)^2 - (CP)^2$.

И. на сх. *д* представляет собой более общий случай по сравнению с И. на сх. *г*. Коромысла *3* и *4* симметрично расположены относительно прямой APQ и соединены между собой структурными группами 5 и 8. Звенья структурных групп также симметричны относительно прямой APQ. Привод может быть осуществлен, например, посредством кривошипа *7* и шатуна *6*. Т. P имеет траекторию $p - p$, а т. Q — траекторию $q - q$. При этом реализуется условие $AP \times AQ = k$.

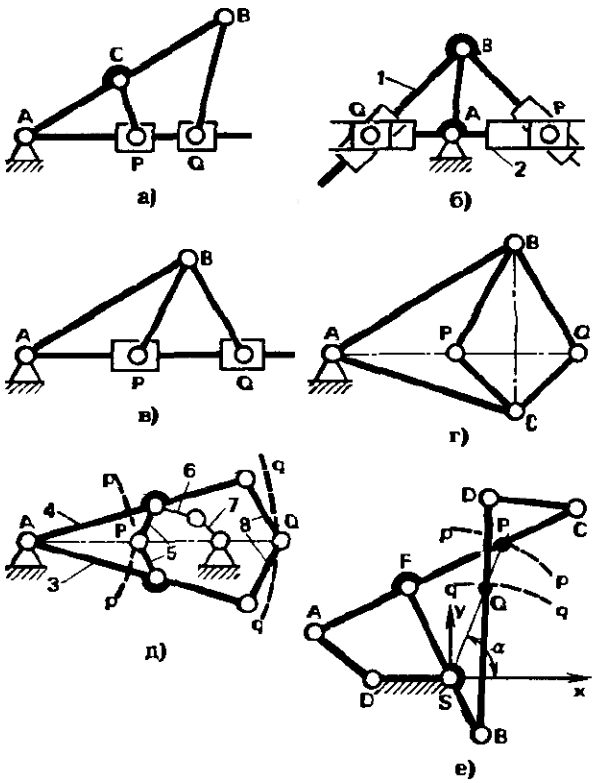
И. на сх. *е* представляет собой шестизвенный шарнирный м. В нем выполнены условия $AF = FP = FS = \frac{a}{2}$; $AO = SO = \frac{c}{2}$. Т. Q воспроизводит участок эллипса $q - q$, а т. P воспроизводит часть эллипса в соответствии с зависимостью

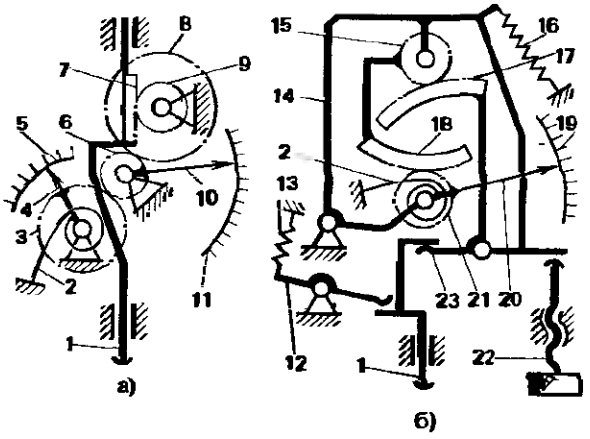
$$\frac{x^2}{\left(\frac{k}{a}\right)^2} + \frac{y^2}{\left(\frac{k}{b}\right)^2} = 1,$$

где $a = 2AF$; $b = \sqrt{a^2 - c^2}$; $k = \frac{a}{2}(SB - BQ)$; a и b — полуоси эллипса.

ИНВЕРТОР (от лат inverto — переворачиваю, изменяю) — м. для получения траектории, зеркально отраженной по отношению к заданной кривой, или для изменения ординаты воспроизводимой кривой по отношению к заданной.

ИНДИКАТОР ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ (позднелат. indicator — указатель, от лат. indico — указываю, определяю) — устр. для точной установки деталей и инструментов и для контроля их положения; преобразует малые перемещения, связанные с изменением размеров деталей, в удобные для восприятия человеком перемещения стрелки.





Толкатель *1* (сх. *а*) взаимодействует с поверхностью измеряемой детали. Поступательное движение толкателя относительно корпуса преобразуется посредством реечной передачи *7—9* во вращательное движение и через зубчатую пару *8—6* — в движение стрелки *10* относительно шкалы *11*. Шестерня *6* связана с зубчатым колесом *3*, на котором укреплена стрелка *4*. Перемещение стрелки *4* относительно шкалы *5* пропорционально перемещению толкателя. Силовое замыкание всего м. осуществляется спиральной пружиной *2*.

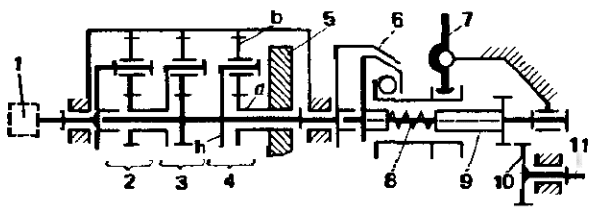
В сх. *б* движение толкателя *1* через рычаг *23*, зубчатый сектор *17*, шестерню *15*, зубчатый сектор *18* и шестерню *21* преобразуется в перемещения стрелки *20* относительно шкалы *19*. Данный м. характеризуется очень малым передаточным отношением: малые перемещения входного звена преобразуются в большие перемещения выходного звена.

Силовое замыкание м. осуществляется спиральной пружиной *2*. Толкатель прижимается к поверхности детали и к рычагу *23* посредством рычага *12*, соединенного со стойкой пружиной *13*.

Корпусу *14* передаточного м. можно придавать различные положения относительно стойки-корпуса И. Он связан со стойкой шарниром и пружиной *16*. Регулируют положение корпуса *14* винтом *22*.

ИНЕРЦИИ СИЛА — см. *Сила инерции*.

ИНЕРЦИОННЫЙ СТАРТЕР — устр. для накопления энергии и кратковременной передачи вращения запускаемому двигателю. От пускового двигателя *1* или от рукоятки через планетарную ускоряющую (повышающую) передачу, содержащую три однорядных м. *2*, *3* и *4*, приводится во вращение маховик *5*. При вращении маховика *5* запасается энергия, необходимая для запуска. Шестерню *9* рычагом *7* вводят в зацепление с колесом *10*, связанным с валом *11* запускаемого двигателя. При включении фрикционной муфты *6* маховик *5* через м. *4* и зубчатую пару *9—10* соединяется с валом *11*, в результате чего последний проворачивается. Шестерня *9* поджата пружиной *8*, которая после запуска под действием осевых составляющих сил в зацеплении сжимается, и шестерня *9* выводится из зацепления с колесом *10*.



При разгоне маховика *5* от двигателя *1* передаточное отношение $i_{1-5} = i_2 i_3 i_4$, где i_2, i_3, i_4 — передаточные отношения соответственно планетарных м. *2*, *3*, *4* при ведущем водиле *h* и ведомом солнечном колесе *a*.

При разгоне вала *11* передаточное отношение $i_{5-11} = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right)\frac{z_{10}}{z_9}$, где z_b, z_a, z_{10}, z_9 — числа зубьев соответственно колес *b*, *a*, *10* и *9*.

ИНЕРЦИОННЫЙ ТРАНСФОРМАТОР ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА — устр. для изменения вращающего момента и угловой скорости благодаря накоплению энергии инерционными звеньями и импульсной ее передачи.

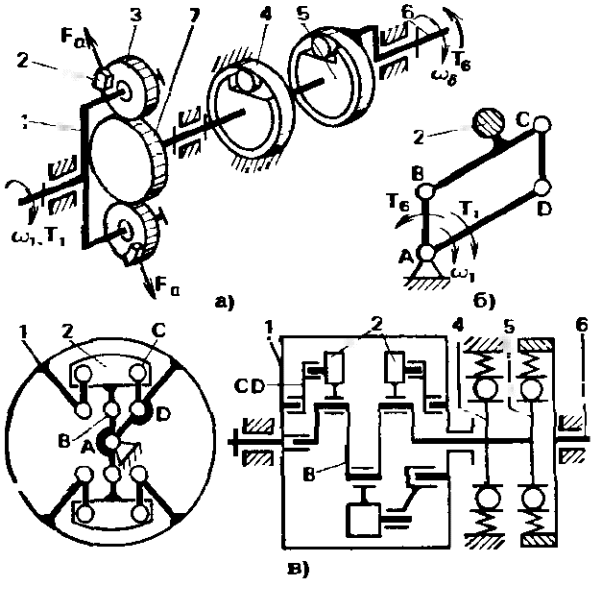
И. состоит из инерционного импульсного м. (на сх. *а* — планетарный м., содержащий входное звено — водило *1*, сателлиты *3* с дебалансами *2* и центральное колесо *7*, на сх. *б*, *в* — шарнирный м. *ABCD* с дебалансом *2*) и преобразователя колебательного движения в однонаправленное вращательное движение выходного звена *6* (м. свободного хода *4* и *5*).

При вращении водила *1* (сх. *а*) с угловой скоростью $\bar{\omega}_1$ возникают силы инерции $\bar{F}_a$, в результате чего сателлиты стремятся повернуть центральное колесо *7*. При превышении момента на колесе над моментом сопротивления $\bar{T}_6$ движение через м. свободного хода *5* передается звену *6*. Колесо *7* при этом замедляет движение, сателлиты поворачиваются таким образом, что силы инерции стремятся повернуть колесо в другом направлении. Этому повороту препятствует м. свободного хода *4*.

При неподвижном колесе *7* накапливается энергия в инерционном м. Планетарная передача имеет в этом режиме одну степень свободы, сателлиты разгоняются, и развиваемые при этом силы инерции снова поворачивают колесо *7* и выходное звено *6* в направлении $\bar{\omega}_6$. Цикл снова повторяется.

В период разгона средняя скорость ω_1 больше скорости ω_6, а момент $T_1 < T_6$ по величине. При режиме, когда $T_1 = T_6$, сателлиты практически неподвижны относительно водила, а силы инерции полностью уравновешивают реакции в кинематической цепи и все звенья, кроме обоймы м. *4*, вращаются как одно целое. Изменение момента сопротивления T_6 приводит к изменению момента T_1 по аналогии с гидротрансформатором. Увеличение T_6 ведет к уменьшению средней скорости ω_6.

Инерционный импульсный м. на сх. *б* выполнен в виде параллелограмма *ABCD*. При повороте звена *AD* с угловой скоростью $\bar{\omega}_1$ вследствие инерционной связи (звенья *CD* и *BC*) звено *AB* стремится повернуться в том же направлении (см. *Упруго-инерционная муфта*). При достаточной величине инерционной связи, обусловленной величиной скорости ω_1, преодолевается момент сопротивления T_6, и звено *AB* поворачивается в сторону $\bar{\omega}_1$. Движение через упругий м. свободного хода *5* (сх. *в*) передается на выходной вал *6* (на сх. *в* звено *AD* обозначено *1*, звено *AB* – *8*). Накопленная энергия движущихся звеньев расходуется на преодоление момента сопротивления,



звено *AB* замедляет свое движение, а затем стремится повернуться в обратном направлении. Вращению звена *AB* в направлении момента сопротивления препятствует м. свободного хода *4*. За время торможения звена *AB* накапливается энергия перемещаемых звеньев. Момент сил инерции достигает величины, достаточной для инерционной связи звеньев. Звено *AB* начинает поворачиваться в сторону $\bar{\omega}_1$ и через м. свободного хода *5* передается движение на выходное звено *6*. Далее цикл движения повторяется. Если $\bar{T}_1 = -\bar{T}_6$, то И. работает в режиме инерционной муфты. Звенья *AD* и *AB* при этом имеют одинаковую угловую скорость.

Конструктивно импульсный м. выполнен симметричным для уравновешивания радиальных составляющих сил инерции (сх. *в*).

Динамическое уравновешивание обеспечено симметрией исполнения в осевом сечении. Для исключения неопределенности движения при вытягивании звеньев *AD* и *BC* в одну линию параллелограмм выполнен сдвоенным.

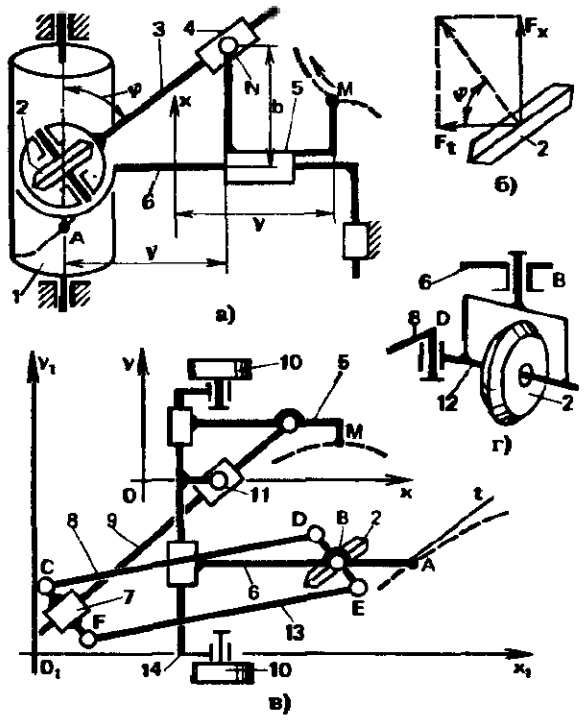
Плавность хода обеспечивается путем введения в схему маховиков, связанных со звеньями *1* и *6*, а также благодаря упругим элементам в м. свободного хода.

ИНЕРЦИЯ (от лат. inertia – бездействие) – свойство материального тела, проявляющееся в сохранении движения, совершаемого им при отсутствии действующих сил, и в постепенном изменении этого движения с течением времени, когда на тело начинают действовать силы.

Мерой И. являются масса при поступательном движении тела и момент инерции тела относительно оси вращения при вращательном его движении.

ИНТЕГРАФ – устр. для графического интегрирования заданной функции.

И. содержит барабан *1* (сх. *а*), на котором вычерчивается интегральная кривая, ролик *2* с острой кромкой (см. сх. *б*), кулису *3*, взаимодействующую со звеном



5 посредством шатуна 4, и ползун 6. Положение т. N, определяемое величиной b по отношению к звену 5, регулируют в зависимости от заданного масштаба.

Первоначально устанавливают т. M на оси x, при этом кулису располагают вдоль образующей барабана. Когда ролик повернут на угол $\varphi \neq 0$ и перемещается вдоль образующей барабана, его острая кромка создает усилие, которое можно разложить на составляющие $\bar{F}_t$ и $\bar{F}_x$ (сх. *б*). Составляющая $\bar{F}_t$ обусловливает поворот барабана. Чем больше угол φ, тем на больший угол поворачивается барабан при перемещении ползуна 6. Поворот барабана пропорционален величине $x \operatorname{tg} \varphi$, где x – перемещение ползуна 6, а $\operatorname{tg} \varphi = y/b$, где y – перемещение звена 5 относительно ползуна 6. Отсюда следует, что поворот барабана пропорционален интегралу функции перемещения т. M.

В т. A закреплен штифт, вычерчивающий искомую кривую.

На сх. *в* заостренный ролик 2 шарнирно соединен в т. B с ползуном 6, т. е. как в сх. *а*. Ось ролика поворачивается в зависимости от перемещения т. M. Штифтом M обводят заданную кривую в системе координат xOy. Перемещение звена 5 приводит к повороту шатуна 9, взаимодействующего с кулисой 11. На тот же угол поворачивается звено 7, входящее в состав параллелограмма $CDEF$. Параллельные звенья 8 и 13 обусловливают соответствующий поворот оси 12 ролика 2 (сх. *г*), угол которого равен углу поворота звена 9.

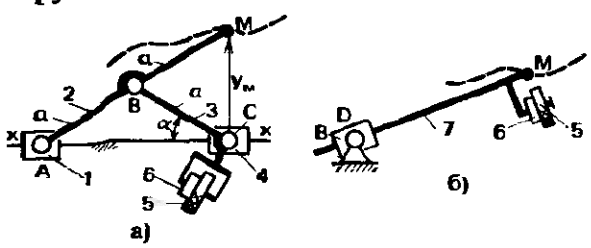
Ролик 2 катится в направлении острой кромки – параллельно касательной t к искомой кривой и сообщает движение ползуну 6. Штифт A вычерчивает искомую кривую в системе координат $x_1O_1y_1$. Все звенья смонтированы на каретке 14, перемещаемой по плоскости чертежа на роликах 10.

ИНТЕГРИМЕТР – устр. для измерения интеграла графически заданной функции.

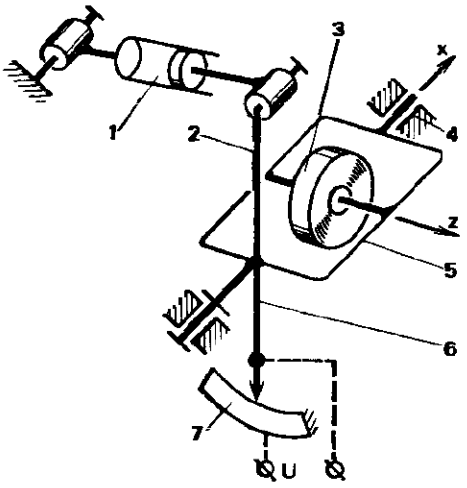
Т. M перемещают по кривой заданной функции в координатах x, y (сх. *а*). Ползуны 1 и 4 движутся по направляющей $x - x$. Звенья 2 и 3 совершают сложное движение. При соотношениях, заданных на сх., угол α звена 3 равен $\arcsin \frac{y_M}{2a}$, где y_M – ордината т. M.

К звену 3 присоединен ролик 5, ось которого ориентирована параллельно линии BC. Угол поворота ролика пропорционален величине $s_C \sin \alpha$, где s_C – перемещение т. C, равное перемещению т. M вдоль оси x. С учетом величины α угол поворота ролика пропорционален произведению $y_M s_C$ в каждой т., а следовательно, пропорционален интегралу заданной функции. Измеряется угол поворота с помощью отсчетного устр. 6.

И. для определения интеграла функции в полярных координатах (сх. *б*) выполнен в виде кулисы 8 и шатуна 7 с роликом 5 и отсчетным устр. 6. Здесь угол поворота ролика пропорционален произведению длины OM и угла поворота кулисы, а следовательно, интегралу заданной функции.



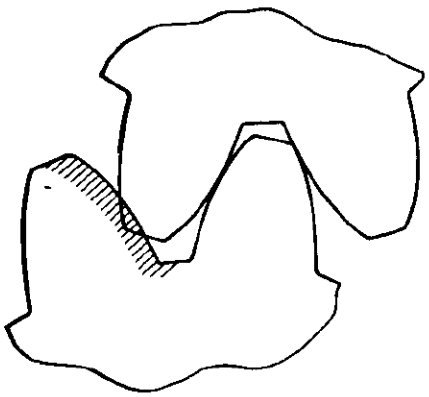
ИНТЕГРИРУЮЩИЙ ГИРОСКОП – гироскоп с двумя степенями свободы, служащий для измерения угла поворота объекта, на котором установлен И. Ротор *3* вращается с большой частотой вокруг оси *z*. Подшипники *4* закреплены на объекте, угол поворота которого измеряется. На оси рамки *5* установлены рычаг *2*, соединенный с демпфером *1*,



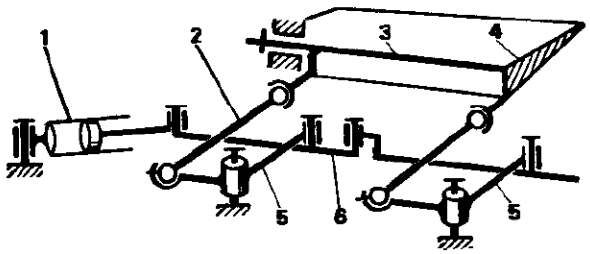
и щетка *6* потенциометрического датчика. Щетка скользит по потенциометру *7*, и сигнал *U*, снимаемый с потенциометрического датчика, соответствует углу поворота объекта вокруг оси *x*, т. е. интегралу от угловой скорости поворота объекта. Ось *z* ротора *3* благодаря свойству гироскопа сохранять свое первоначальное положение обеспечивает неизменное положение рычага *2*, а объект поворачивается относительно рычага.

ИНТЕРПОЛЯЦИОННЫЙ СИНТЕЗ – синтез м. по методу интерполирования.

ИНТЕРФЕРЕНЦИЯ ЗУБЬЕВ – явление, заключающееся в том, что при рассмотрении теоретической картины зубчатого зацепления часть пространства оказывается одновременно занятой двумя взаимодействующими зубьями.



ИНТЕРЦЕПТОРА М. (авиац.) – устр. для поворота вокруг оси интерцептора – элемента поперечной управляемости самолета.



Интерцептор *4* поворачивают вокруг оси *3* гидроцилиндром *1*. Движение передается через тяги *6*, рычаги *5* и тяги *2*.

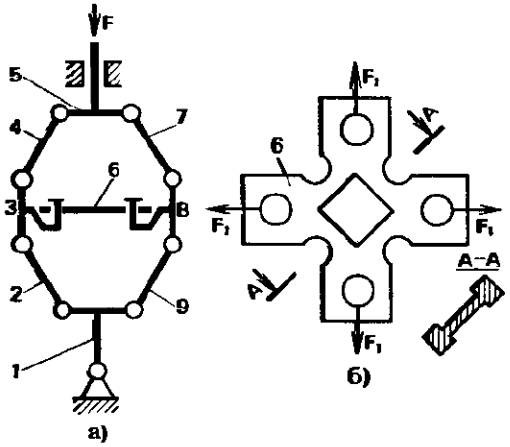
ИСКЛЮЧЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ – см. *Избыточные связи.*

ИСПОЛНИТЕЛЬНОЕ ЗВЕНО – твердое тело, выполняющее в технологических машинах заданные перемещения с целью изменения или контроля формы, размеров и свойств обрабатываемого предмета.

ИСПОЛНИТЕЛЬНОЕ УСТР. – общее понятие для исполнительного звена и исполнительного м.

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ М. – 1) устр., выполняющее непосредственно требуемую технологическую операцию; 2) м. автоматической системы регулирования, осуществляющий в соответствии с поступающими на его входное звено сигналами механическое воздействие на объект регулирования.

ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦА М. – устр. для нагружения образца силами в заданных направлениях.

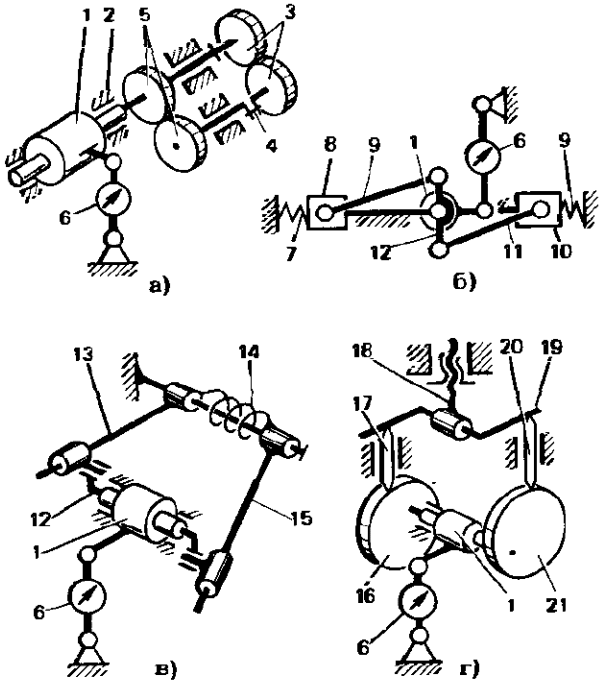


На сх. *а* – установка для создания в образце *6* (сх. *б*) двухосного напряженного состояния. Образец соединен со звеньями *3* и *8* в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (на сх. *а* показано соединение в одной плоскости). Каждое из звеньев *3* или *8* соединено тягами *4*. *2* или *7*, *9* с равноплечим рычагом *1* и ползуном *5*. Нагружение осуществляют в направлении силы $\bar{F}$. Образуются две замкнутые кинематические цепи, расположенные в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Образец нагружен четырьмя силами $\bar{F}_1$, растягивающими его.

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ЗАМКНУТЫЙ СТЕНД – устр. для испытания элементов, отдельных звеньев или м., содержащее два или более м., соединенных в один или несколько замкнутых контуров и нагружаемых благодаря связям внутри контура.

В сх. *а* зубчатые м. *3* и *5* соединены параллельно в замкнутый контур. Соединяемые звенья предварительно повернуты относительно друг друга в пределах упругости системы и закреплены в этом положении муфтой *4*. При этом зубчатые м. и их валы нагружены. Для их вращения требуется приложить к одному из звеньев вращающий момент, величина которого определяется только силами трения в зацеплениях и подшипниках. Вращение осуществляют балансирным двигателем *1*. Корпус такого двигателя установлен в подшипниковых опорах *2* и соединен через динамометр *6* со стойкой. О величине вращающего момента судят по показаниям динамометра *6*. Таким образом осуществляют испытания при расчетном нагружении, но при малых затратах энергии. Процесс внутри замкнутого контура характеризуется циркуляцией энергии.



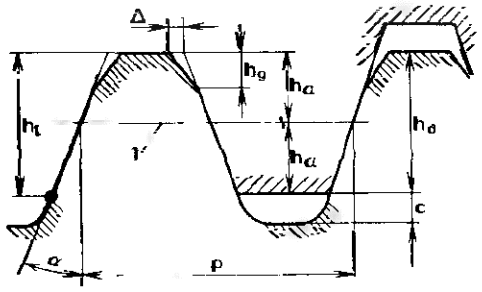
В сх. *б* два кривошипно-ползунных м. имеют общий кривошип *12*. Кривошип связан с шатунами *9* и *11*, соединенными соответственно с ползунами *8* и *10*. Ползуны *8* и *10* нагружены пружинами *7* и *9*. Здесь в замкнутый контур входит неподвижное звено-стойка. Циркуляция энергии отсутствует. Момент на кривошипе равен сумме приведенных моментов от сил упругости пружин *7* и *9*. Энергия, требуемая для проведения испытаний м. при такой сх. соединения, равна энергии потерь на трение, поскольку энергия упругости пружин периодически возвращается в сеть двигателя *1*.

Аналогичный И. с аналогичным эффектом дан на сх. *в*. Зведь два кулисных м. соединены так, что их кривошипы *12* жестко связаны с валом двигателя, а кулисы *13* и *15* соединены между собой пружиной кручения *14*.

На сх. *г* кулачки *16* и *21* установлены на валу двигателя *1*. Взаимодействующие с ними толкатели *17* и *20* нагружены посредством рычага *19*. Степень нагружения регулируется винтовой парой *18*, изменяющей положение оси качания рычага *19*.

ИСХОДНЫЙ КОНТУР – контур зубьев номинальной исходной зубчатой рейки (см. *Зубчатая рейка*) в сечении плоскостью, перпендикулярной ее делительной плоскости. Различают торцовый, осевой и нормальный И. соответственно в торцовом, осевом и нормальном сечениях номинальной исходной зубчатой рейки.

Параметры И. определяют по отношению к делительной плоскости *1*. При этом И. эвольвентной зубчатой передачи



характеризуется высотой головки h_a, граничной высотой h_l, высотой модификации h_g, глубиной модификации Δ, углом профиля α. Граничная высота характеризует участок теоретического профиля И. от вершины до начала переходной кривой. Линейные параметры И. задают в долях модуля m, равного отношению шага p к π. Соответственно задают коэффициент высоты головки $h_a^* = \frac{h_a}{m}$, коэффициент граничной высоты $h_l^* = h_l/m$, коэффициент высоты модификации головки $h_g^* = h_g/m$ и коэффициент глубины модификации головки $\Delta^* = \Delta/m$.

Пара исходных контуров (когда делительные плоскости совпадают) характеризуется глубиной захода h_d и радиальным зазором c и соответственно коэффициентом глубины захода $h_d^* = h_d/m$ и коэффициентом радиального зазора $c^* = c/m$.

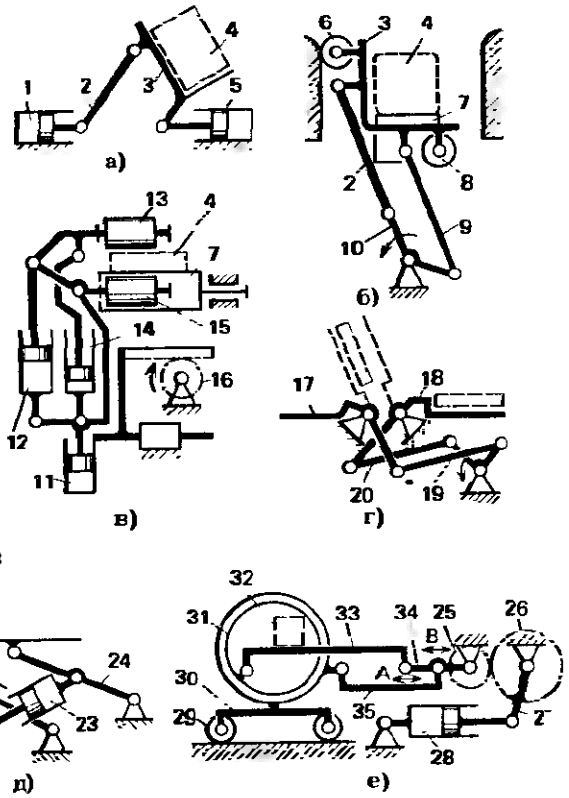
Для И. по делительной плоскости толщина зуба и ширина впадины одинаковы.

К

КАНАТОУКЛАДЧИК – см. *Нитеводитель*.

КАНТОВАТЕЛЬ (от польск. kantować, нем. kanten – переворачивать) – устр. для переворачивания заготовок, изделий и др. предметов.

В сх. *а* предмет *4* устанавливают на площадке *3* и посредством гидроцилиндров *1* и *5* переворачивают его на 90°. Гидроцилиндры со звеньями *2* и *3* образуют двухползунный пятизвенный м. с двумя степенями свободы. Наличие двух степеней свободы позволяет установить перевернутый предмет на первоначальное место.



В сх. *б* использован для той же цели м. с одной степенью свободы. Заготовка *4* установлена на роликах *7* конвейера, площадка *3* приводится в движение от кривошипа *10* через шатуны *2* и *9*. При этом площадка опирается посредством ролика *6* или *8* на неподвижные стенки. При подъеме и повороте площадки *3* она опирается сначала роликом *6* на левую стенку, а затем – роликом *8* на правую стенку. При этом вместе с площадкой поворачивается заготовка *4*. Силовое замыкание м. (т. е. прижатие ролика к стенке) осуществляется за счет веса заготовки и звеньев м.

В сх. *в* полосу *4*, перемещаемую по роликам *7* конвейера, захватывают и переворачивают ролики *13* и *15*. Сближают ролики посредством гидроцилиндра *14*, шток которого шарнирно соединен с осью ролика *13*. Поворачивают ролики совместно гидроцилиндром *12*, шток которого соединен шарнирно с осями обоих роликов. Гидроцилиндры и ось ролика *15* шарнирно соединены с кареткой, жестко связанной со штоком гидроцилиндра *11*. Последний поднимает и опускает ролики вместе с полосой *4*. Весь К. перемещают в горизонталь-

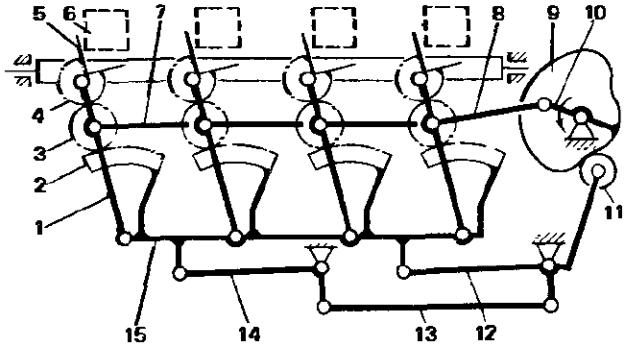
ном направлении посредством реечной передачи *16*.

В сх. *г* переворачиваемый лист помещают на площадку рычага *18*. При повороте рычага лист перекладывают на площадку рычага *17* и опускают вместе с ним. Рычаги *17* и *18* связаны с общим кривошипом соответственно посредством шатунов *19* и *20*. В результате образованы два параллельно соединенных кривошипно-коромысловых м. с согласованным движением коромысел.

В сх. *д* площадка *3* соединена со стойкой коромыслами *21* и *24*, образуя вместе с ними двухкоромысловый м. Каждое из коромысел приводится посредством одного из гидроцилиндров *22*, *23*. Площадка *3* может менять свое положение, поворачиваясь на 90° и более. Наличие двух приводов в м. с одной степенью свободы позволяет иметь малые углы давления в шарнирах, соединяющих гидроцилиндры и коромысла, и использовать гидроцилиндры с рабочим ходом в одном направлении.

В сх. *е* переворачиваемый материал размещают в окне *32* барабана *31*. Барабан *31* соединен вращательной парой с тележкой *30*, опирающейся на ролики *29*. Привод осуществляется от гидроцилиндра *28*, который через коромысло *27* и зубчатую передачу *26*–*25* передает движение кривошипу *34*. Последний соединен шатунами *33* и *35* соответственно со звеньями *31* и *30*. Поворот кривошипа *34* приводит к перемещению тележки *30* и повороту относительно нее барабана *31* таким образом, что окно *32* перемещается в нужное положение. Регулируя положение шарниров *A* и *B* на кривошипе, добиваются изменения угла поворота окна *32* и характера его перемещения. Звенья *34*, *35* и *30* вместе со стойкой образуют кривошипно-ползунный м. К нему присоединена структурная группа II класса (звенья *33*, *31*).

КАНТОВАТЕЛЬ ГРУППОВОЙ – устр. для одновременного, как правило,



синхронного переворачивания нескольких объектов.

На сх. – К. для переворачивания кирпичей в обжиговой печи. Изделия *6* перемещаются на конвейере к К. и переворачиваются с помощью поддерживающего захватного устр. *5*.

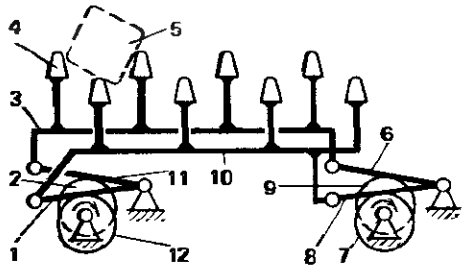
Устр. *5* смонтировано на сателлите *4* и шарнирно соединено с водилом *1* планетарной передачи. Передача имеет зацепляющиеся колеса *4*, *3* и сектор *2* (центральное колесо передачи). Сектор *2* жестко соединен с шатуном *15*. Таких передач на шатуне *15* установлено несколько. Поворот водила осуществляется через тягу *7*, шатун *8* от входного звена – кривошипа *10*.

Шатун *15* подвешен на параллельных коромыслах *14* и *12*, которые шарнирно соединены между собой шатуном *13*, параллельным первому. Шатун *13* обеспечивает более рациональное нагружение звеньев со стороны шатуна *15*. Приводится образованный таким образом спаренный параллелограмм от кулачка *9*, взаимодействующего с роликом *11*, установленным на коромысле – рычаге *12*. Кулачок *9* и кривошип *10* жестко соединены. Шатун *15* благодаря такому м. перемещается поступательно одновременно с поворотом водил *1*.

Устр. *5* в процессе работы поднимаются, одновременно поворачиваются на угол, несколько больший 90° (против часовой стрелки), и опускаются.

КАНТУЮЩИЙ КОНВЕЙЕР – устр., обеспечивающее шаговое перемещение объекта при одновременном его переворачивании.

Основу К. составляют два двигающихся поочередно вверх и вниз звена *3* и *10*. Выступы *4*, расположенные на них,

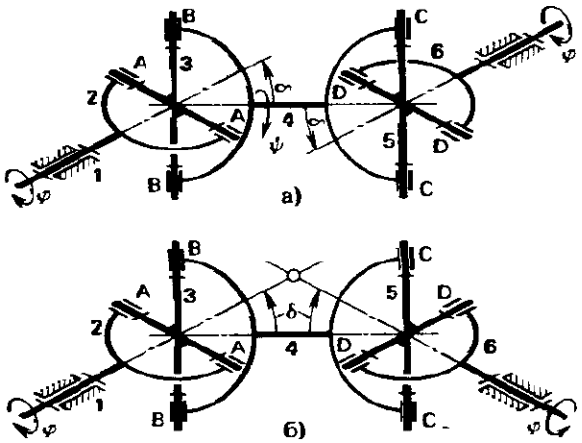


при каждом последующем перемещении одного из звеньев вверх переворачивают объект 5. Объект как бы перекатывается по выступам в данном случае слева направо.

В данном примере шатуны *3* и *10* приводятся с помощью кулачковых м. Коромыслам *1* и *6*, *11* и *8* сообщается движение кулачков *2* и *9*, *12* и *7* соответственно. Все кулачки вращаются синхронно. Причем кулачки *2* и *9* смещены по фазе относительно кулачков *12* и *7* на 180°.

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА (ндп. Кардан) – устр. для передачи вращения между валами, оси которых не лежат на одной прямой и могут иметь относительное перемещение. К. названа по имени миланского математика и инженера Дж. Кардано (G. Cardano, 1501 – 1576).

К. имеет входное *2* (сх. *а* и *б*), промежуточное *4* и выходное *6* звенья, соединенные между собой трехподвижными кинематическими соединениями, эквивалентными трехподвижным сферическим кинематическим парам, и стойку *1*. В каждом из этих соединений использованы цилиндрические вращательные пары *A*, *B* и *C*, *D*, оси которых пересекаются под прямым углом. В каждом соединении содержится промежуточное звено (*3* и *5* на сх.) в виде крестовины. Такое соединение наз. универсальным шарниром.



Каждое соединение характеризуется переменным передаточным отношением. Зависимость углов поворота φ и ψ следующая:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{1}{\cos\delta}\operatorname{tg}\varphi,$$

где δ – угол между осями звеньев *2* и *4*. Зависимость угловых скоростей этих звеньев:

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{\cos\delta}{\sin^2\varphi + \cos^2\delta\cos^2\varphi}.$$

Если соединить последовательно звенья *2*, *4* и *6* посредством двух соединений так, что углы между осями в каждом из соединений будут одинаковыми, а вилки звена *4* будут расположены в одной плоскости, то получится К. с постоянным передаточным отношением. Этому условию удовлетворяют две возможные сх. *а* и *б* соответственно для параллельных и пересекающихся осей звеньев *2* и *6*.

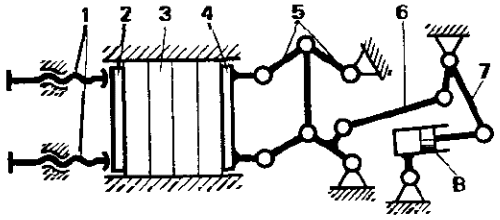
КАРДИОИДА – см. *Конхоидограф.*

КАРЕТКА (от итал. carrett – тележка) – узел машины или м., передвигающийся по направляющим.

КАСАТЕЛЬНОЕ (ТАНГЕНЦИАЛЬНОЕ) УСКОРЕНИЕ – см. *Ускорение точки.*

КАССЕТНО-ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ М. – устр. для сборки и разборки кассетной формы строительных панелей.

Кассеты *3* удерживаются с двух сторон стенками *2* и *4*. Положение стенки *2* регулируется винтами *1*. Стенка *2*, запирающая кассеты *3*, перемещается гидроцилиндром *8*. От него движение через коромысло *7* и шатун *6* передается сдвоенному параллелограмму *5*. Стенка *4*, являющаяся одним из звеньев сдвоен-



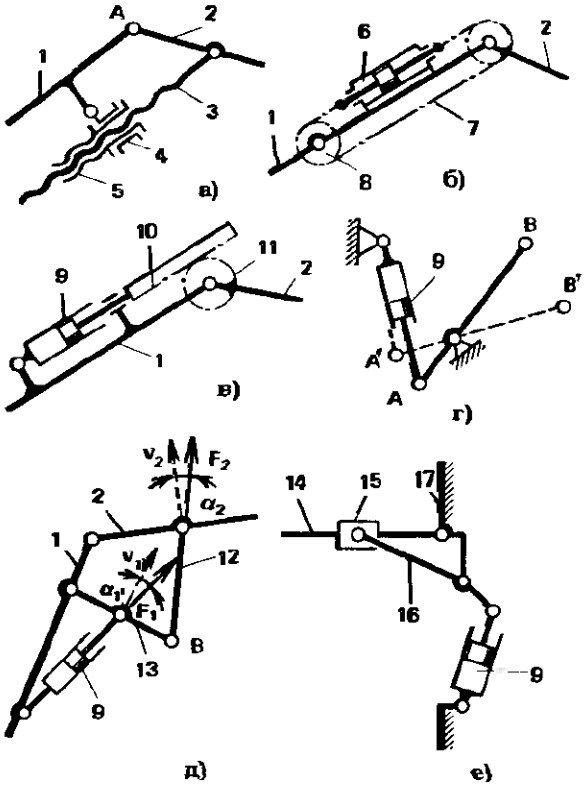
ного параллелограмма, перемещается строго поступательно вдоль неподвижных направляющих.

КАЧАТЕЛЬНЫХ ДВИЖЕНИЙ ПРИВОД – привод, установленный между двумя шарнирно соединенными звеньями и обеспечивающий их относительный поворот.

В качестве К. используют двигатель с винтовой парой (сх. *а*), гидроцилиндр с гибкой связью звеньев (сх. *б*), гидроцилиндр с реечной передачей (сх. *в*), гидроцилиндр с шарнирным м. (сх. *д*), гидроцилиндр с рычажным м. (сх. *е*)

В сх. *а* звенья *1* и *2*, соединенные шарнирно в т. *A*, приводятся в относительное движение при перемещении винта *3* вдоль звена *4*. Достигается это вращением гайки *5*. Звенья *1*, *2*, *3* и *4* образуют замкнутый контур с тремя вращательными и одной поступательной парой – рычажный м.

В сх. *б* гибкая связь, например цепь *7*, перемещается с помощью гидроцилиндра *6*. Цепь приводит во вращение звездочку, закрепленную на звене *2*. Звездочка *8* при этом вращается свободно.



В сх. *в* от гидроцилиндра *9* перемещается рейка *10*, которая приводит во вращение шестерню *11* с прикрепленным к ней звеном *2*.

В сх. *г* звено *AB* поворачивается относительно стойки (или подвижного звена) в положение *A'B'* с помощью гидроцилиндра 9, соединенного со звеном *AB*.

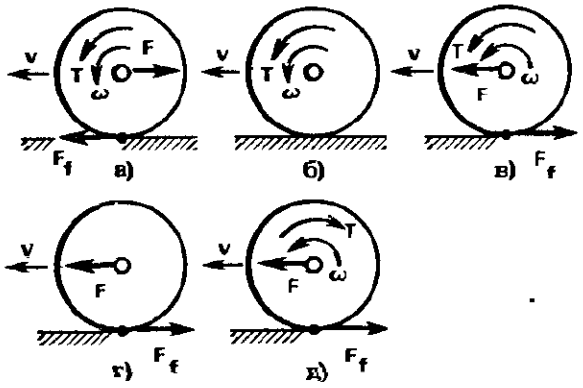
В сх. *д* между звеньями *1* и *2* установлены звенья *12* и *13*, образующие замкнутый контур. Другой замкнутый контур образован гидроцилиндром *9* и звеньями *13*, *1*. Такое соединение звеньев позволяет получать в отличие от соединения на сх. *г* малые углы давления α_1 и α_2 [углы между векторами силы $\bar{F}_1$ ($\bar{F}_2$) и скорости $\bar{v}_1$ ($\bar{v}_2$)].

В сх. *е* звено *14* шарнирно соединено со звеном *17* и совершает относительно него качательное движение. Привод осуществляется от гидроцилиндра *9* через рычаг *16*, шарнирно соединенный со звеньями *17* и *15*. Звено *15* скользит вдоль звена *14*. Звенья *16*, *15*, *14* и *17* образуют кулисный м. Такое решение позволяет иметь большой угол поворота звена *14* (например, используемого в качестве створки люка) при малом перемещении поршня гидроцилиндра.

КАЧЕНИЕ КОЛЕСА ПО ПЛОСКОСТИ – процесс перекатывания колеса по плоскости и режимы, характеризующие его.

К. проходит при следующих возможных режимах: ведущем (сх. *а*), свободном (сх. *б*), нейтральном (сх. *в*), ведомом (сх. *г*) и тормозном (сх. *д*). При всех режимах ось колеса перемещается в направлении скорости $\bar{v}$.

При ведущем режиме колесо нагружено силой тяги $\bar{F}$ и приводится вращающим моментом $\bar{T}$, вектор которого совпадает с вектором угловой скорости $\bar{\omega}$.



Продольная составляющая реакции $\bar{F}_f$ направлена в ту же сторону, что и вектор скорости. Нормальные составляющие нагрузки и реакции на сх. *а – д* условно не показаны.

При свободном режиме колесо приводится во вращение моментом $\bar{T}$, а продольная сила $\bar{F}_f = 0$. Момент $\bar{T}$ преодолевает при этом только трение в шарнире оси колеса.

При нейтральном режиме колесо приводится во вращение одновременно моментом $\bar{T}$ и толкающей силой $\bar{F}$. Реакция $\bar{F}_f$ здесь и в сх. *г*, *д* направлена в сторону, противоположную вектору скорости $\bar{v}$. При ведомом режиме колесо приводится во вращение толкающей силой $\bar{F}$, а вращающий момент равен нулю.

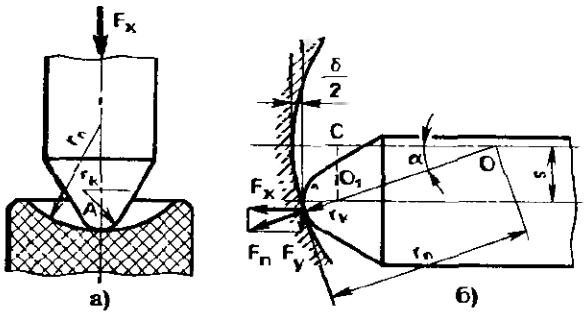
При тормозном режиме колесо нагружено моментом $\bar{T}$, вектор которого противоположен вектору угловой скорости, и приводится во вращение толкающей силой $\bar{F}$.

КВАДРАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ М. – синтез м. по методу квадратического приближения функций.

КВАЗИЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС (ндп. Октоидное зацепление) – зацепление конических колес, боковые поверхности зубьев которых в станочном зацеплении образуются плоской или конической производящей поверхностью.

КЕРН (нем. Kern) – стальной стержень, запрессованный в конец трубчатой оси, имеющей заточенный на конус конец, который опирается на подпятник из агата или корунда.

К. имеет скругленный конец (см. радиус скругления r_k на сх. *а*). Поверхность подпятника выполняют сферической с радиусом кривизны r_n, в несколько раз большим радиуса r_k.



При направлении силы $\bar{F}_x$ вдоль оси центры кривизны К. и подпятника лежат на оси К. При радиальном направлении силы (сх. *б*) К. смещается относительно подпятника на величину *s*, обусловленную осевым зазором δ (разность расстояния крайних точек подпятников и длины оси). Реакция $\bar{F}_n$ со стороны К. на подпятник направлена по линии центров кривизны. Она может быть разложена на осевую $\bar{F}_x$ и радиальную $\bar{F}_y$ составляющие, причем $F_x = F_y \operatorname{ctg}\alpha$, где α – отклонение линии центров от оси.

КИНЕМАТИКА [от греч. kinēma (kinēmatos) – движение] – раздел механики, в котором изучается движение материальных тел без учета их массы и действующих на них сил.

КИНЕМАТИКА М. – раздел теории м., изучающий механическое движение звеньев без рассмотрения вызывающих его причин.

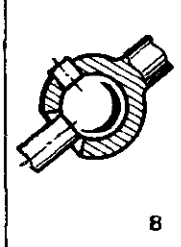
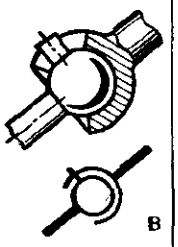
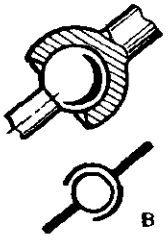
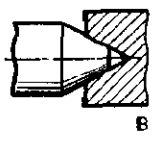
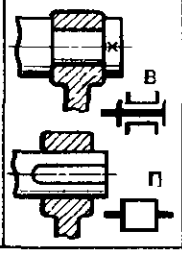
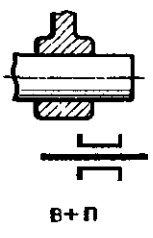
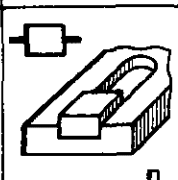
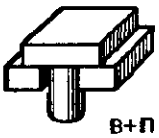
КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПАРА (ПАРА) – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. К. в зависимости от характера соприкосновения звеньев может быть низшей или высшей. Низшая К. может иметь соприкосновение звеньев по поверхности (табл. 1), высшая К. – только по линии или в точке (табл. 3). Для низшей пары фактическое соприкосновение может быть также и по линиям, и в точках, через которые можно провести поверхности. Различают *К.* по числу степеней свободы (с одной, двумя,..., пятью) и называют их соответственно одноподвижной, двухподвижной..., пятиподвижной К. Соответственно этому К. имеет пять, четыре,..., одну связи. Их обозначают как пары V, IV,..., I класса (класс соответствует числу связей).

В зависимости от геометрии одного (или обоих) из соприкасаемых звеньев различают К. сферические, конические, цилиндрические, плоскостные, винтовые. По характеру относительного движения различают вращательные (*В*), поступа-

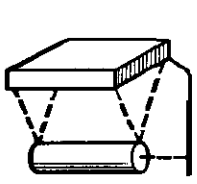
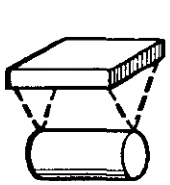
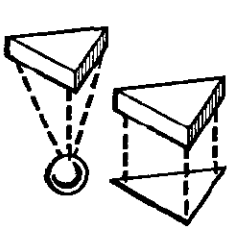
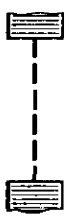
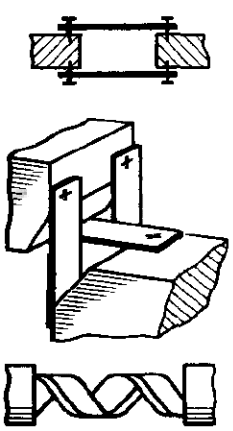
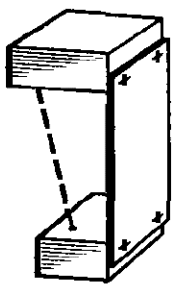
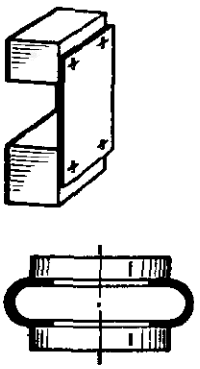
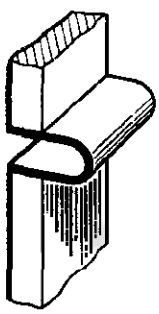
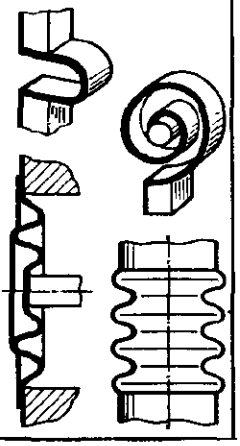
тельные (*П*), вращательно-поступательные (*В + П*) и с винтовым движением *ВП*. Различие пар типа *В + П* и *ВП* заключается в том, что в первых относительные движения (вращательное и поступательное) независимы, а во вторых одно движение не может быть осуществлено без другого.

Наряду с парами звеньев, соприкасающихся по одной поверхности, линии или точке, в практике применяют пары с многократным соприкосновением. Это или повторение элементов взаимодействия (шлицевые, многозаходные винтовые, зубчатые пары), или использование одновременного соприкосновения по поверхности и линии (сферическая пара со штифтом), по цилиндрической и плоской поверхностям (пара со скользящей шпонкой). Повторение соприкосновений звень-

1. Кинематические пары низшие

Вид	Число степеней свободы			Вид	Число степеней свободы		
	1	2	3		1	2	3
Сферическая	 В	 В	 В	Коническая	 В	—	—
Цилиндрическая	 В П	 В+П	—	Плоскостная	 П	 В+П	В+П
				Винтовая	ВП	—	—

2. Кинематические пары с гибкими связями

Форма связи	Число степеней свободы				
	1	2	3	4	5
Нить, лента, стержень					
Пластинка, оболочка					

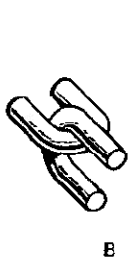
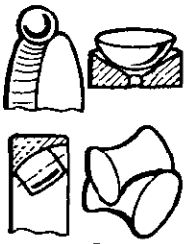
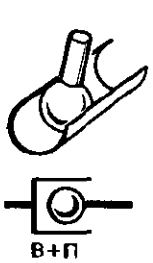
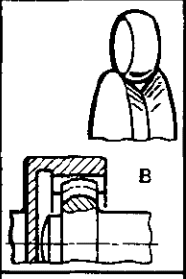
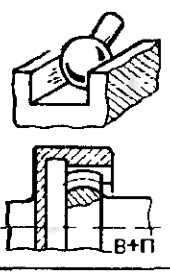
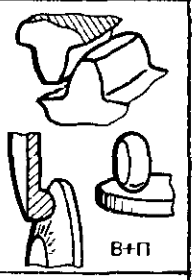
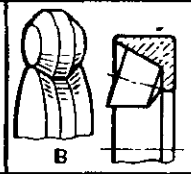
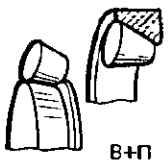
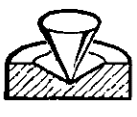
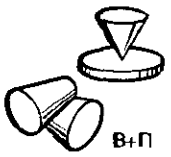
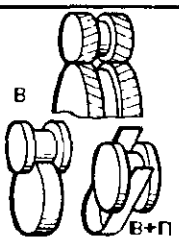
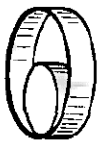
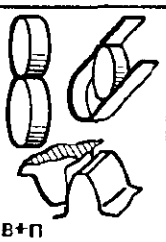
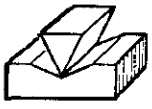
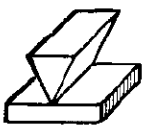
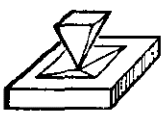
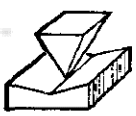
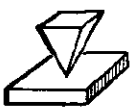
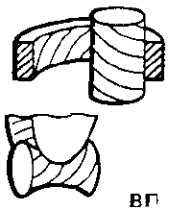
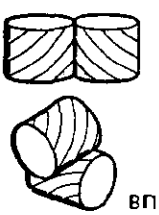
ев характеризует эквивалентность пар различных видов. Пара с трехточечным контактом может быть эквивалентна плоскостной или сферической низшей паре по характеру движения звеньев.

Приведенные в табл. 1 и 3 пары классифицированы исходя из предположения, что трение и деформация звеньев отсутствуют. Трение позволяет использовать отдельные пары во фрикционных передачах. С учетом деформации пары с точечным контактом могут превращаться в пары с поверхностиым соприкосновением.

Гибкие элементы звеньев могут быть классифицированы как связи в определенных направлениях. В конвейерах, ременных передачах, канатных подвесках, сильфонах, муфтах гибкие элементы при анализе учитываются не как звенья, а как связи кинематических пар, соединяющие два жестких звена. Классификация таких кинематических пар может быть весьма условна. Например, в зависимости от ширины пластины или параметров оболочки в конкретных условиях можно учитывать или не учитывать жесткость в определенных направлениях. В табл. 2 приведены примеры таких К.

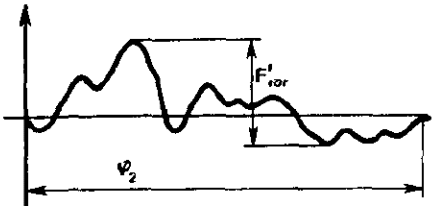
При анализе м. и определении подвижности К. учитывают также зазоры. Например, шлицевое соединение с короткими шлицами и зазорами следует считать эквивалентным шлицевому соединению с бочкообразными зубьями. То же самое можно считать и в отношении зубчатых передач и подшипников скольжения. При этом разновидность К. определяет порой характер приработки. Например, неприработанный подшипник

3.Кинематические пары высшие

Поверхности элементов	Соприкосновение по линии			Соприкосновение в точке		
	Число степеней свободы					
	2	3	4	3	4	5
Второго порядка	 В	 В	 В+П	 В	 В+П	 В+П
Конические	 В	 В+П	В+П	 В	В+П	 В+П
Цилиндрические	 В В+П	 В+П	 В+П	—	—	В+П
Плоские	—	 В+П	 В+П	 В	 В+П	 В+П
Винтовые	 ВП	ВП	—	 ВП	—	—

имеет соприкосновение звеньев по линии, а приработанный – по поверхности и т. п. Эквивалентными кинематическим парам по подвижности могут считаться также *кинематические соединения*.

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПОГРЕШНОСТЬ – различие между действительным и расчетным положением ведомого звена м. Для зубчатой передачи К. определяется как разность между действительным и расчетным углом поворота ведомого звена. Наибольшая К. передачи определяется за полный цикл изменения относительного положения звеньев. Для большего зубчатого колеса угол, соответствующий этому циклу, $\varphi_2 = 2\pi \frac{z_1}{x}$, где x – общий множитель чисел зубьев соответственно меньшего и большего колес z_1 и z_2.



Выражается К. в линейных величинах (длины дуг делительной окружности) и обозначается F'_{ior}. К. зубчатого колеса определяется за один его оборот и обозначается F'_{ir}. К., определенная при повороте колеса на целое число шагов k от 2 до $\frac{z}{2}$, называется накопленной погрешностью k шагов и обозначается F_{pkr}.

Составляющую К. зубчатого колеса в процессе вращения при окончательной механической обработке при исключении циклических погрешностей зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот называют погрешностью обката и обозначают F_{cr}.

Наибольшую разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями К. колеса в пределах его оборота называют местной К. и обозначают f'_{ir}.

К. зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг называют отклонением шага f_{ptr}.

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА М. – графическое изображение последовательности соединения звеньев в кинематические пары с указанием размеров звеньев.

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ТОЧНОСТЬ – норма точности, характеризуемая допустимыми отклонениями между действительным и расчетным положением ведомого звена м. за определенный период относительного движения звеньев. Показателями К. для зубчатых передач являются наибольшая кинематическая погрешность, накопленная погрешность шага, радиальное биение, погрешность обката, колебание длины общей нормали и колебание измерительного межосевого расстояния в зависимости от степени точности зубчатых колес.

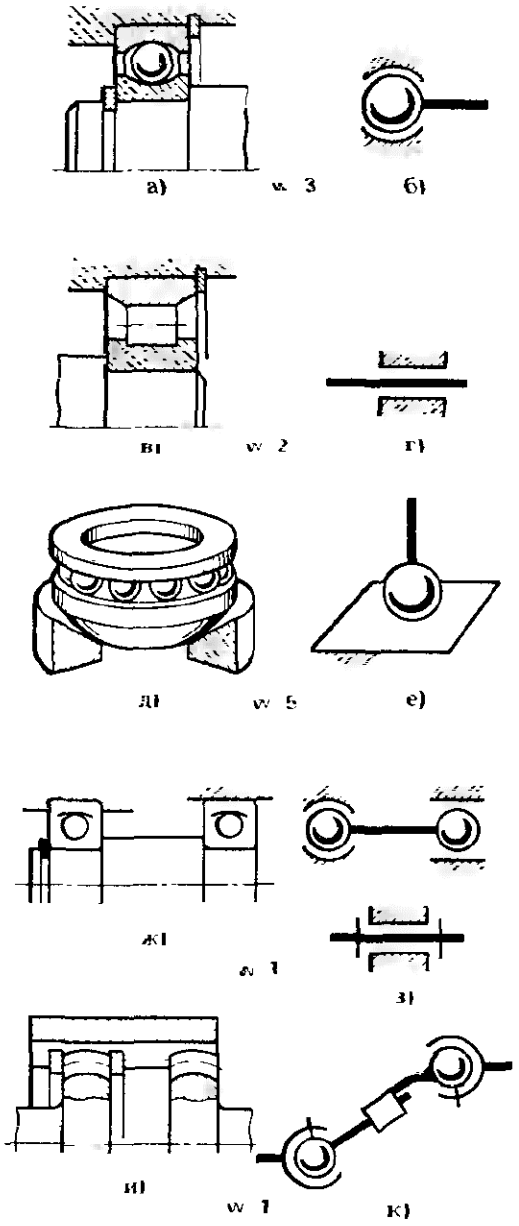
КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ М. – определение движения звеньев м. по заданному движению начальных звеньев.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ М. – проектирование кинематической схемы.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ СОЕДИНЕНИЕ – кинематическая цепь, конструктивно заменяющая в м. кинематическую пару. К. может содержать несколько звеньев и несколько кинематических пар, но только два звена могут быть соединены с другими звеньями м. Например, в шарикоподшипнике (сх. *а*) только внутреннее и внешнее кольца соединены со звеньями м., а шарики, сепаратор и кольца взаимодействуют между собой. Шарикоподшипник, в котором допускаются перекосы осей в определенных пределах, с учетом этих пределов может считаться эквивалентным трехподвижной сферической паре (сх. *б*). На сх. w – число степеней свободы.

Роликовый подшипник на сх. *в* эквивалентен двухподвижной цилиндрической кинематической паре (сх. *г*). Упорный подшипник на сх. *д*, установленный сферическим основанием на конусной по-



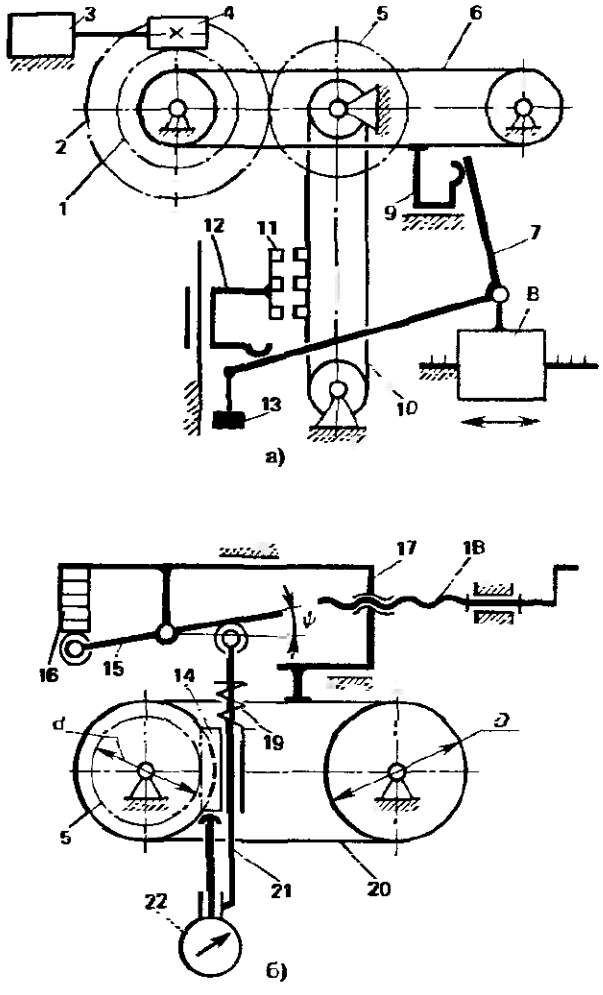
верхности, эквивалентен пятиподвижной паре (сх. *е*). Вал на двух подшипниках (сх. *ж*) при анализе может быть представлен в виде одноподвижной пары (сх. *з*). При анализе двойных зубчатых муфт, универсальных шарниров (сх. *и, к*) можно также считать только два звена, соединенных эквивалентной по числу степеней свободы кинематической парой. Применение К. вместо кинематических пар в м. позволяет увеличить несущую способность, уменьшить потери на трение, упростить технологию изготовления, а также реально осуществить приводную кинематическую пару IV, III классов (см. *Приводное кинематическое соединение*).

КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЕ – определение отклонений между действительным и расчетным углами поворота контролируемого зубчатого колеса, ведомого измерительным зубчатым колесом или измерительной рейкой.

В сх. *а* измерительное колесо *2* вводят в зацепление с контролируемым колесом *5*. Измерительное колесо поворачивают двигателем *3*, связанным с ним червячной передачей, которая включает в себя червяк *4* и червячное колесо *1*.

С измерительным и контролируемым колесами связаны соответственно ленточные передачи *6* и *10*. С лентой передачи *6* соединена каретка *9*, взаимодействующая через рычаг *7* с кареткой *12*, на которой установлен индукционный датчик *11*.

Передаточные отношения рычага *7* и ленточных передач выбраны такими, что при расчетном передаточном отношении зубчатой передачи элементы индукционного датчика *11* относительно неподвижны. Передаточное отношение регулируют перемещением опоры рычага *7*, установленной на ползуне *8*. Силовое замыкание м. осуществляется грузом *13*.



Данное устр. представляет собой замкнутую передачу. Изменение передаточного отношения в зубчатой паре *2—5* тут же отражается на относительном смещении элементов датчика *11*. Таким образом, датчик регистрирует отклонение угла поворота контролируемого колеса от расчетного.

В сх. *б* контролируемое колесо *5* введено в зацепление с измерительной рейкой *14*. Колесо *5* через ленточную передачу *20* соединено с ползуном *17*. Ползун *17* через рычаг *15*, толкатель *21* и пружину *19* взаимодействует с рейкой *14*. Здесь также получена замкнутая передача. Расчетные передаточные отношения кинематических цепей: ползун *17* — рычаг *15* — рейка *14* и ползун *17* — ленточная передача *20* — зубчатое колесо *5* — рейка *14* — одинаковы. Регулируют передаточное отношение в первой цепи изменением наклона рычага *15* путем установки концевых мер *16*. Угол ψ должен быть равен $\operatorname{arctg}\frac{d}{D}$, где d — делительный диаметр контролируемого колеса; D — диаметр шкива.

При перемещении ползуна *17* посредством винта *18* разница в передаточных отношениях кинематических цепей приводит к перемещению рейки *14* относительно толкателя *21*. Эта разница соответствует отклонению действительного угла поворота колеса *5* от расчетного. Она регистрируется прибором *22*.

КИНЕТИКА — раздел механики, в котором изучаются равновесие и движение механических систем под действием сил. К. подразделяется на статику и динамику.

КИНЕТИЧЕСКАЯ ЭНЕРГИЯ СИСТЕМЫ — величина, равная сумме кинетических энергий всех точек механической системы. При этом кинетическая энергия точки представляет собой скалярную меру механического движения, равную половине произведения массы материальной точки на квадрат ее скорости.

К. прямолинейно движущегося звена $E_k = \frac{mv^2}{2}$, где m — масса; v — скорость звена; К. вращающегося звена $E_k = \frac{J\omega^2}{2}$, где J — момент инерции звена относительно оси вращения; ω — угловая скорость звена.

К. звена, совершающего сложное движение, $E_k = \frac{mv_S^2}{2} + \frac{J_S\omega^2}{2}$, где v_S — скорость центра тяжести; J_S — момент инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести и параллельной вектору угловой скорости.

К. механизма $E_k = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{m_i v_{Si}^2}{2} + \frac{J_{Si}\omega_i^2}{2}\right)$,

где $i = 1, \ldots, n$ — номер подвижного звена.

К. измеряют в Дж и кВт·ч.

КИНЕТОСТАТИКА — раздел механики, изучающий движение с помощью уравнений движения, записанных в форме уравнений статики. Указанная запись уравнений соответствует принципу Д'Аламбера, согласно которому в любой момент движения i-й материальной точки сумма активной силы $\bar{F}_i$, реакции $\bar{F}_{ri}$ и силы инерции $\bar{F}_{ai}$ равна нулю: $\bar{F}_i + \bar{F}_{ri} + \bar{F}_{ai} = 0$, где $\bar{F}_{ai} = -m_i\bar{a}_i$; m_i, $\bar{a}_i$ — масса и ускорение.

КИСТИ ИСКУССТВЕННОЙ м. — устр. для воспроизведения движений пальцев в протезе верхней конечности.

На сх. *а*, *б*, *в* — м., в которых приводится в движение большой палец кисти и блок остальных пальцев. На сх. *г* — м. для привода всех пальцев в совокупности.

В сх. *а* движение сообщается ползуну *6*. Ползун *6* передает движение большому пальцу через звенья *8* и *10*, которые в совокупности с ползуном *6* и стойкой *11* образуют ползунно-коромысловый м. Остальные звенья образуют двухконтурную кинематическую цепь. Звено *7* вместе со звеньями *5*, *13* и *3* образует структурную группу IV класса. К ней присоединена пара звеньев *1* и *2*. Замыкает кинематическую цепь двухползунный м.

(звенья *4*, *9* и шарнир *A* с ограниченным перемещением в направляющих стойки *11*). Ползун *9* поджат пружиной *12* относительно ползуна *6*.

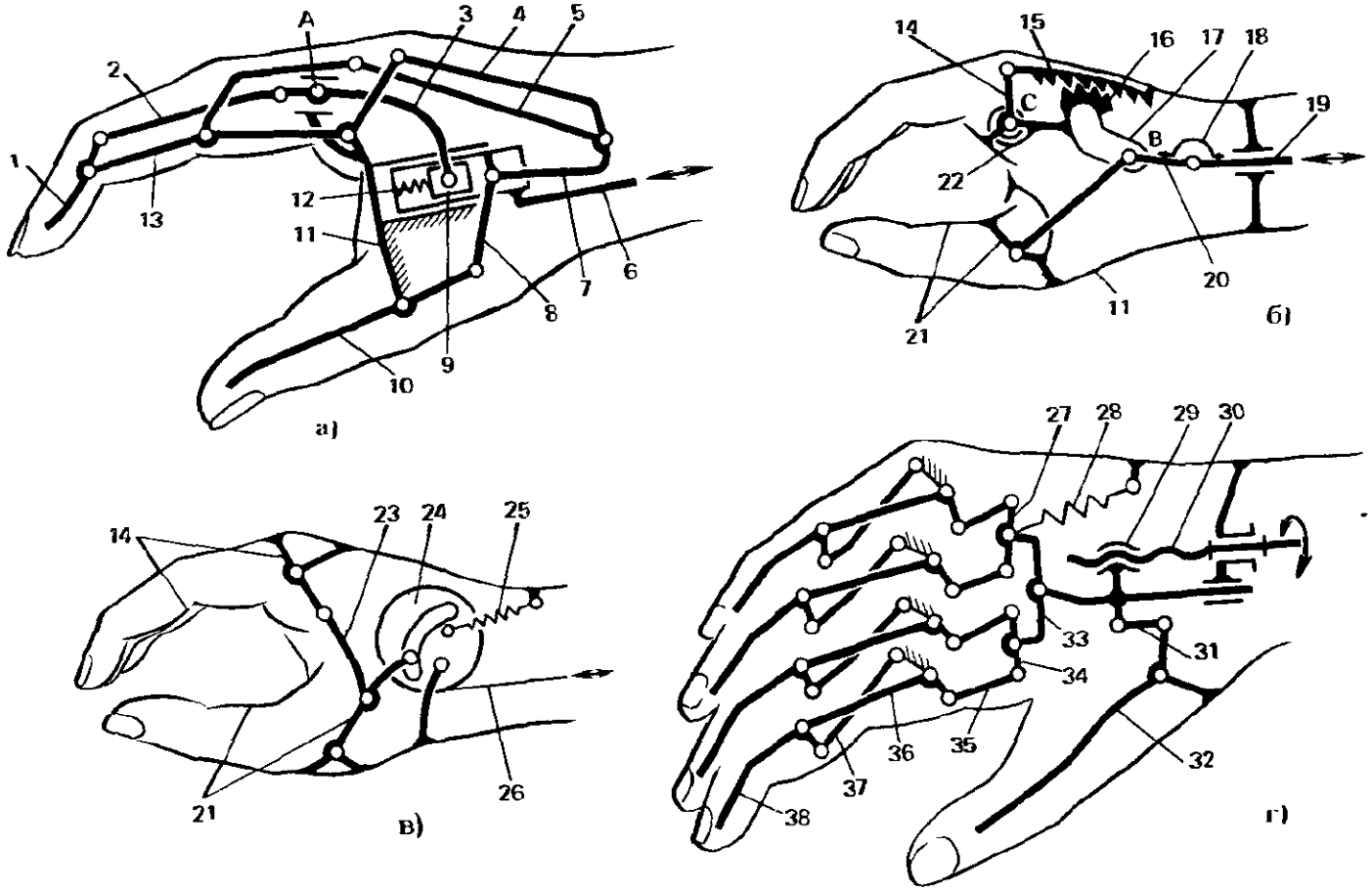
При движении ползуна *6* вправо звенья *1*, *13*, *2* и *10* расходятся и кисть раскрывается, при движении ползуна *6* влево звенья сходятся и кисть сжимается. В зависимости от конфигурации захватываемого предмета звено *1* может принимать различное положение относительно звеньев структурной группы IV класса. Это возможно благодаря его упругой связи — через звенья *2*, *4*, *9* и пружину *12* с входным звеном *6*.

В сх. *б*, *в* — более простые решения К. В сх. *б* движение через тягу *19* передается звену *20*, соединенному с ним шарнирно и пружиной *18*. Шарнир *B* на конце звена *20*, перемещаясь вдоль паза кулисы *17*, приводит в движение рычаг *21*, жестко связанный с большим пальцем.

При движении тяги вправо т. *B* перемещается вправо, тянет за собой звено *17* и поворачивает рычаг *21*. Звенья *14* и *21* сходятся и зажимают предмет. При этом зацепляются зубья *16* с зубьями звена *15*, благодаря чему усилие со стороны зажатого предмета не передается на элементы привода и кисть остается зажатой без воздействия на тягу *19*.

При движении тяги *19* влево и соответственно при перемещении шарнира *B* влево кулиса *17* поворачивается вокруг т. *C* под действием пружины *22*, зубья *16* выходят из зацепления с зубьями звена *15* и кисть раскрывается. Благодаря перемещению т. *C* влево звено *14* поворачивается против часовой стрелки, а перемещение т. *B* приводит к повороту рычага *21*.

В сх. *в* большой палец и блок четырех пальцев жестко связаны с рычагами *21* и *14* соответственно. Между собой рычаги соединены шатуном *23*. Вместе со стойкой образован двухкоромысловый м. Коромысло — рычаг *21* приводится в движение кулачком *24*, выполненным в виде эксцентрика с пазом. Эксцентрик поворачивается тросом *26* и возвращается пружиной *25*. Профиль паза выбирают обеспечивающим условие самоторможения при зажатии предмета, т. е. звено *21* не может само повернуть эксцентрик.



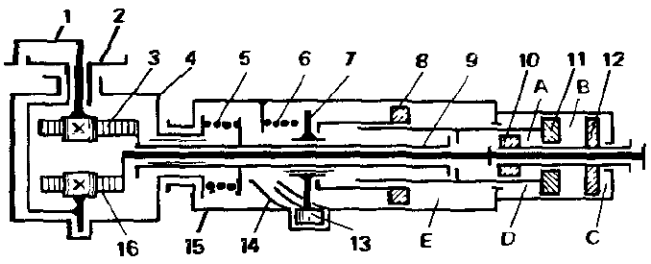
В сх. *г* большой палец жестко связан с рычагом *32*, а внутрь каждого из четырех других пальцев встроен двухкоромысловый м. (звенья *36*, *37*, *38* и стойка), у которого шатун *38* и коромысло *36* приводят в движение фаланги пальцев. М., встроенные в пальцы, связаны между собой попарно тягами *35* и равноплечими рычагами-балансирами *34* и *27*. Рычаги связаны между собой рычагом-балансиром *33*, которому сообщается движение от гайки-ползуна *29*. Ползун приводится в движение винтом *30*. Через тягу *31* передается движение рычагу *32*, а через рычаг *33* — четырем пальцам руки.

Дифференциальная связь пальцев обеспечивает равную нагрузку на них. При захвате предмета пальцы равномерно прилегают к его поверхности. Одна пара пальцев (рычаг *27*) связана со стойкой пружиной *28*. Если эти пальцы не встречают сопротивления, то они под действием пружины *28* сжимаются, а захват происходит указательным, средним и большим пальцами. При захвате ручки портфеля и т. п. предметов пружина *28* обеспечивает постоянную составляющую усилия, удерживающего предмет.

КИСТИ МАНИПУЛЯТОРА М.— устр. для осуществления раскрытия и закрытия захватного устр., его вращения (поворота) вокруг продольной и поперечных осей.

На сх. дан К., привод которого осуществляется от гидроцилиндров. При этом обеспечиваются раскрытие и закрытие губок захватного устр. *1* и *2*, одновременное их вращение и поворот звена *4* относительно звена *15*.

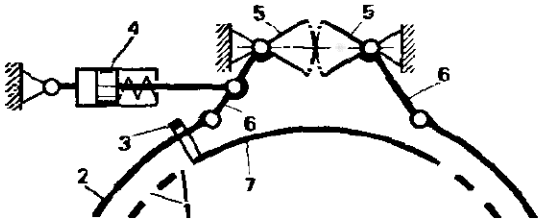
Поворот губки *1* относительно губки *2* осуществляется от поршня *11* через трубу *9* и реечную передачу *3*. Возвратное движение губки осуществляется пружиной *5*.



Совместное вращение губок в одну сторону осуществляется поршнем *12*, в другую — поршнем *11* при подаче жидкости в полость *C* или полость *D* соответственно. При этом полости *A* и *B* должны быть заполнены жидкостью, что обусловливает совместное движение поршней *10*, *11* и *12*. Движение передается через реечные передачи *3* и *16* обеим губкам одновременно и в одном направлении.

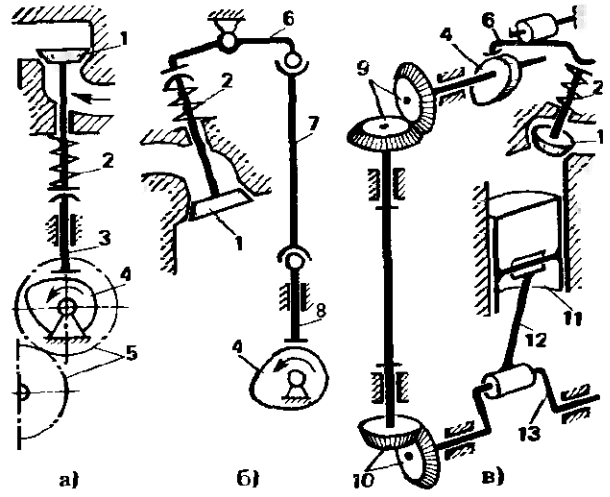
Поворот звена *4* относительно звена *15* осуществляется поршнем *8* при подаче жидкости под давлением в полость *E*. Поршень *8*, перемещаясь вдоль оси, давит на ползун *7*, на котором установлен ролик *13*. Ролик *13* двигается по пазу *14*, сообщая при этом вращение ползуну *7*. Вращение ползуна *7* через шлицевые соединения передается на звено *9* и далее на звено *4*. Возвратное движение ползуна и соответствующее этому вращение осуществляется под действием пружины *6*.

КЛАПАН ЛЕНТОЧНЫЙ — клапан перепуска воздуха в осевом компрессоре газотурбинного двигателя. В корпусе компрессора *7* выполнены перепускные окна *1*. Лента *2* охватывает корпус по периметру. Концы ленты стягиваются рычагами *6*, взаимодействующими между собой посредством зубчатых секторов *5*. Управление *К.* осуществляют цилиндром *4*. Предельное положение ленты ограничивается упором *3*.



КЛАПАННЫЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ М. (автотракт.) — устр., приводящее в действие клапаны двигателя внутреннего сгорания в зависимости от поворота коленчатого вала.

Движение от коленчатого вала двигателя через зубчатую пару *5* (сх. *а*)



передается распределительному валику с выполненными на нем кулачками *4*. От кулачка *4* через толкатель *3* движение передается клапану *1*. Силовое замыкание осуществляется пружиной *2*.

В сх. *а* расположение клапана по отношению к камере сгорания нижнее. При верхнем расположении клапана кинематическая цепь м. удлиняется. Движение от кулачка *4* (сх. *б*) передается толкателю *8*, а далее через шатун *7* и коромысло *6* – клапану *1*.

В сх. *в* поршень *11* через шатун *12* воздействует на коленчатый вал *13*. Движение от коленчатого вала на кулачок *4* передается посредством двух последовательно соединенных пар конических зубчатых колес *10* и *9*. Далее кулачок *4* через коромысло *6* воздействует на клапан *1*.

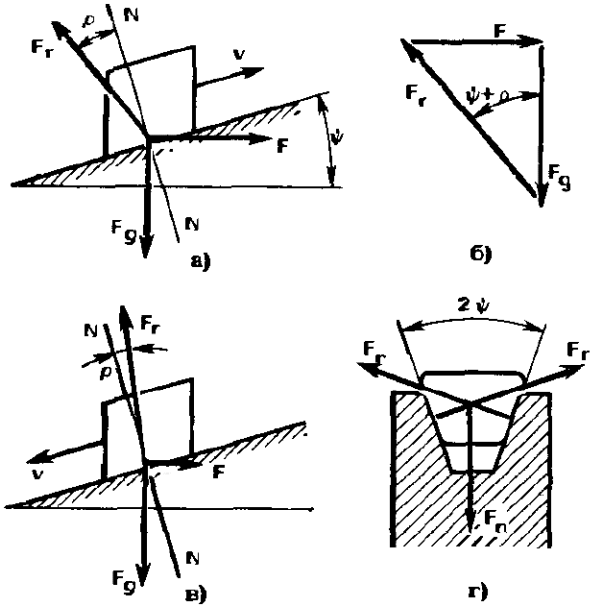
КЛАСС КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ – число связей, наложенных на относительное движение звеньев кинематической пары.

КЛЕММОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ (от нем. Klemme – зажим) – фрикционное соединение охватывающей и охватываемой деталей, в котором охватывающая деталь имеет разъем или состоит из двух частей, а ее элементы или части стянуты винтами и прижаты к поверхности охватываемой детали.

К. используют для закрепления на валу рукояток, маховиков, а также деталей на штоках и т. п.

КЛИН – устр. с наклонными рабочими поверхностями, предназначенное для выигрыша в силе. На сх. *а* груз весом $\bar{F}_g$ движется под действием силы $\bar{F}$. Реакция $\bar{F}_r$ под действием сил трения отклоняется на угол трения ρ. Из плана сил на сх. *б* следует, что $F = F_g \operatorname{tg}(\psi + \rho)$. При движении груза вниз (сх. *в*) $F = F_g \operatorname{tg}(\psi - \rho)$. Если $\psi < \rho$, то происходит самоторможение, т. е. груз $\bar{F}_g$ не сможет двигаться без приложения силы $\bar{F}$ в сторону движения.

К. непосредственно применяют в подъемных и зажимных устройствах. Эффект К. используют в винтовых, фрикционных м. В передачах с клиновыми ремнями (сх. *г*) или с клиновым профилем взаимодействующих колес сила нормального давления поверхностей $2F_r = F_n/\sin\psi$ в несколько раз больше силы прижатия F_n. Соответственно увеличивается сила трения и несущая способность передачи. В этих случаях в расчетах используют приведенный коэффициент трения $f/\sin\psi$.



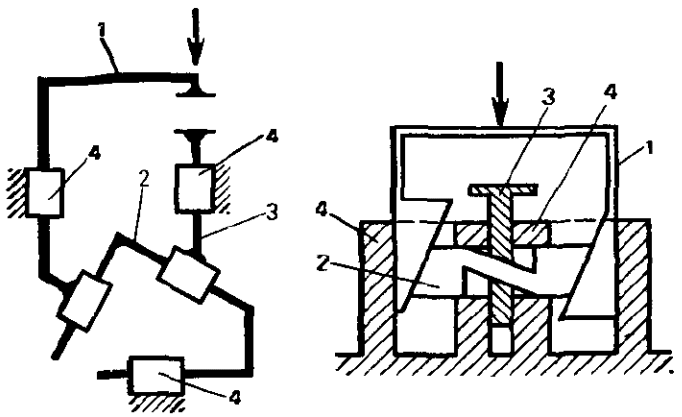
Использование клинового профиля позволяет также создавать крепежные резьбы с повышенной способностью к самоторможению.

КЛИНОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ – разъемное неподвижное соединение деталей при помощи клина.

Клин вставляют в совмещенные отверстия соединяемых деталей. Для предотвращения самопроизвольного разъема деталей обеспечивают условие самоторможения.

КЛИНОВОЙ М. – м., звенья которого образуют только поступательные пары.

На сх. *а* – четырехзвенный К., а на сх. *б* – его конструктивное исполнение, используемое в прессе.



Входному звену *1* сообщается поступательное движение в направлении стрелки. Оно преобразуется в поступательное движение звеньев *2* и *3* относительно стойки *4*. Причем звено *3* движется навстречу звену *1*. Между звеньями *1* и *3* в прессе размещают заготовку.

КЛИНОВОЙ М. В ГИДРОЦИЛИНДРЕ – м., содержащий звенья, образующие только поступательные пары, и размещенный в гидроцилиндре с целью увеличения усилия, развиваемого поршнем в конце хода.

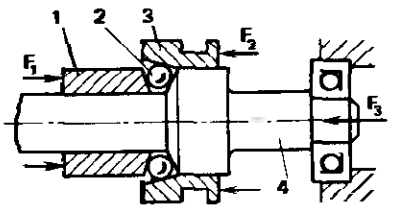
К. применяют в м. прижима, захватных устр. и во всех тех случаях, когда после соприкосновения сжимаемых деталей требуется развить значительное усилие при малом перемещении.

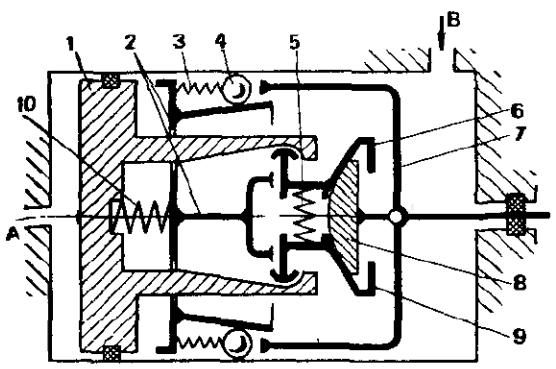
Для этой цели между поршнем и штоком размещен клиновой м., преобразующий усилие, развиваемое поршнем, и м. свободного хода, который за счет самоторможения передает реактивное усилие на корпус гидроцилиндра.

При подаче жидкости под давлением через канал *А* поршень *1* двигается вправо со всеми взаимодействующими с ним деталями. Шарики *4* м. свободного хода утапливаются выступами штока *7* и не препятствуют перемещению. При воздействии на шток *7* внешней осевой силы он останавливается, а поршень, продолжая двигаться, сдвигает клинья *6* и *9* к оси гидроцилиндра. Клинья создают осевые усилия вправо и влево. Звенья *2* и *8* стремятся раздвинуться. Шарики под действием пружин *3* заклиниваются и звено *2* не может перемещаться влево. Звено *8* давит на шток *7* и перемещает его, развивая усилие, преобразованное в клиновом м. Происходит, например, заключительная стадия зажима объекта в захватном устр.

Для обратного хода подают жидкость под давлением по каналу *В*. Поршень *1* сдвигается влево, клинья *6* и *9* под действием пружины *5* раздвигаются. Под действием пружины *10* звено *2* несколько смещается влево и шарики *4*, упираясь в выступы штока *7*, освобождаются из заклиненного состояния. После этого все звенья перемещаются влево вместе с поршнем *1*.

КЛИНОВОЙ ОДНОНАПРАВЛЕННЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ СИЛЫ – устр. в виде клинового м. для изменения величины силы без изменения ее направления.





Втулку *3* с конусной внутренней поверхностью перемещают в направлении силы $\bar{F}_2$. Втулка вдавливает промежуточные звенья, например, шарики *2* между двумя конусами звеньев *1* и *4*. Звено *4* зафиксировано в направлении реакции $\bar{F}_3$ со стороны подшипника. Звено *1* двигается, преодолевая силу сопротивления $\bar{F}_1$, значительно большую, чем

сила $\bar{F}_2$, благодаря различию углов конусов взаимодействующих звеньев. При полном «утапливании» шариков они контактируют с цилиндрической поверхностью втулки *3*, обеспечивая надежное запирание звена *1* в направлении силы $\bar{F}_1$. Самоторможение звена *1* будет иметь место также при условии, когда угол клина втулки *3* (половина угла конуса) меньше угла трения.

Используют К., в частности, в м. переключения передач, включения муфт и т. п.

КЛИНОРЕМЕННЫЙ ВАРИАТОР – передаточный м., содержащий клиновой ремень, взаимодействующий со шкивами и обеспечивающий бесступенчатое регулирование передаточного отношения путем изменения радиусов огибания шкивов ремнем.

На входном валу *1* (сх. *а*) установлены элементы шкива в виде конусов *2* и *4*. На выходном валу *10* установлены элементы другого шкива в виде конусов *9* и *8*. С конусами взаимодействует гибкий клиновой ремень *3*. Конусы установлены так, что возможно их относительное осевое перемещение. Пружина *5* поджимает конус *4* к ремню *3*. Синхронного перемещения конусов одного и второго шкива достигают посредством винтового м. *6* и рычагов *7*. В то время как конусы на входном валу сдвигаются, конусы на выходном валу раздвигаются. При этом изменяется отношение радиусов r_1 и r_2 и соответственно передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_{10}} = \frac{r_2}{r_1}\zeta,$$

где ω_1, ω_{10} – угловые скорости соответственно входного и выходного валов; ζ – коэффициент относительного скольжения взаимодействующих звеньев (обычно $\zeta = 1{,}01 \div 1{,}02$). Диапазон регулирования передаточного отношения, равный отношению наибольшего достижимого i к наименьшему i, обычно не превышает 3–3,5, а КПД = 0,87 ÷ 0,97.

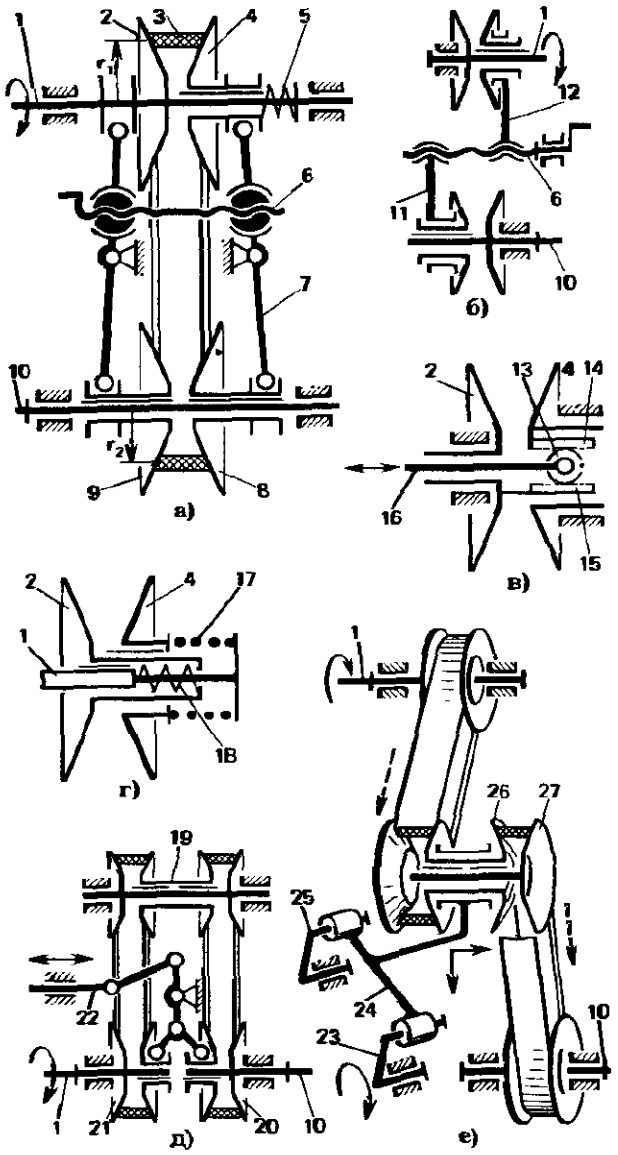
К. имеет различные конструктивные исполнения м. раздвигания конусов шкивов.

На сх. *б* конусы установлены на ползунах *12* и *11*, которые перемещают одновременно посредством винта *6*.

В сх. *в* конусы *2* и *4* соединены жестко соответственно с зубчатыми рейками *15* и *14*, взаимодействующими между собой посредством шестерни *13*. При перемещении шестерни *13* с помощью тяги *16* рейки *15* и *14* движутся в противоположные стороны и соответственно сдвигаются или раздвигаются конусы *2* и *4*.

На сх. *г* показано размещение пружин, прижимающих конусы *2* и *4* к ремню. Пружина *18* установлена между конусом *2* и валом *1*, а пружина *17* – между конусом *4* и валом *1*.

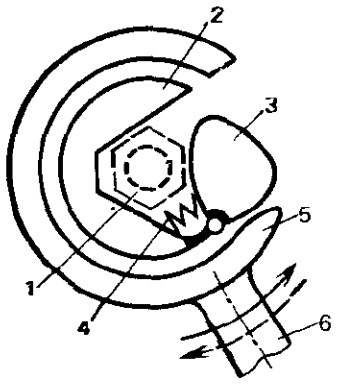
На сх. *д* и *е* показаны К., составленные из двух последовательно соединенных м. Такие устр. позволяют иметь



диапазон регулирования до *10 – 12*. Передаточное отношение в них равно произведению передаточных отношений составляющих м. В этих К. (сх. *д*) для регулирования достаточно одновременно перемещать в одну сторону конусы *20* и *21*. Осуществляют это посредством рычажного м. перемещением ползуна *22*. Спаренный конус *19* промежуточного звена выполнен так, что возможно его свободное осевое перемещение.

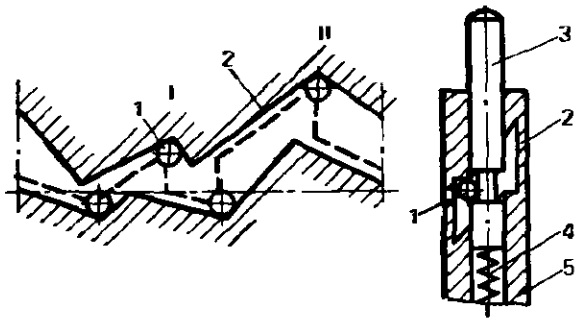
В сх. *е* перемещают в пространстве спаренный конус *26*. Конус *27* самоустанавливается при этом в зависимости от положения конуса *26*. Перемещение конуса *26* в направлениях сплошных стрелок осуществляют при помощи четырехзвенного шарнирного двухкоромыслового м. (коромысла *25* и *23*, шатун *24*) поворотом одного из коромысел. По отношению к осям входного *1* и выходного *10* валов ось промежуточных конусов *26* и *27* перемещается в направлении пунктирных стрелок.

КЛЮЧ ГАЕЧНЫЙ УНИВЕРСАЛЬНЫЙ – инструмент для отвинчивания и завинчивания гаек различных размеров.



Головка ключа *2*, имеющая прорезь, а также две грани, совпадающие с гранями гайки *1*, накидывается на нее. При вращении ручки ключа *6* против часовой стрелки выступ *5* прижимает кулачок *3* к гайке. Гайку таким образом откручивают. К. снимается при повороте ручки ключа в противоположном направлении. Кулачок *3* при этом отжимается пружиной *4*.

КНОПКА ДВУХПОЗИЦИОННАЯ – кнопка переключателя, имеющая два фиксированных положения, получаемых при последовательном нажатии на нее.



Кнопка *3* в виде плунжера имеет кольцевую канавку. В корпусе *5* имеется профилированная полость *2*, развертка которой дана на сх. Шарик *1* наполовину размещен в канавке, наполовину – в полости. При нажатии на кнопку шарик перемещается в положение *I*. В этом положении пружина *4* удерживает кнопку. При нажатии на кнопку повторно шарик перемещается по траектории, обозначенной штриховыми линиями. Кнопка поджимается пружиной в положении *II*. Следующее нажатие кнопки приводит ее в положение *I*, и далее цикл повторяется.

КОВОЧНО - ШТАМПОВОЧНЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРЕСС – кузнечно-прессовая машина, в которой преобразование движения и передача усилия от привода к ползуну осуществляются при помощи кинематической цепи с жесткими звеньями.

На сх. *а* – двухкривошипный К. Его кинематическая цепь выполнена в виде двух кривошипно-ползунных м. Привод кривошипа *4* осуществляется от двигателя *6* через зубчатую передачу *5*. Ползун *2* установлен в направляющих и соединен с кривошипами посредством шатунов *3*. Привод расположен над столом *1*.

На сх. *б* – однокривошипный К. Привод расположен под столом *1*. Ползун выполнен в виде рамы *2* и опирается на пружины *7*. Движение передается от кривошипа *4* через шатун *3*.

На сх. *в* – однокривошипный К., в котором кинематическая цепь представляет собой шестизвенный плоский м. Кривошипно-коромысловый м. (звенья *4*, *3*, 8)

соединен посредством шатуна *9* с ползуном *2*.

На сх. *г* – К. с винтовым реверсивным приводом. Диски *10* и *12* вращаются в одном направлении. При взаимодействии диска *10* или *12* со шкивом *11* последний вращается в ту или другую сторону. При этом ползун *2* поднимается или опускается с помощью винтовой пары *13*.

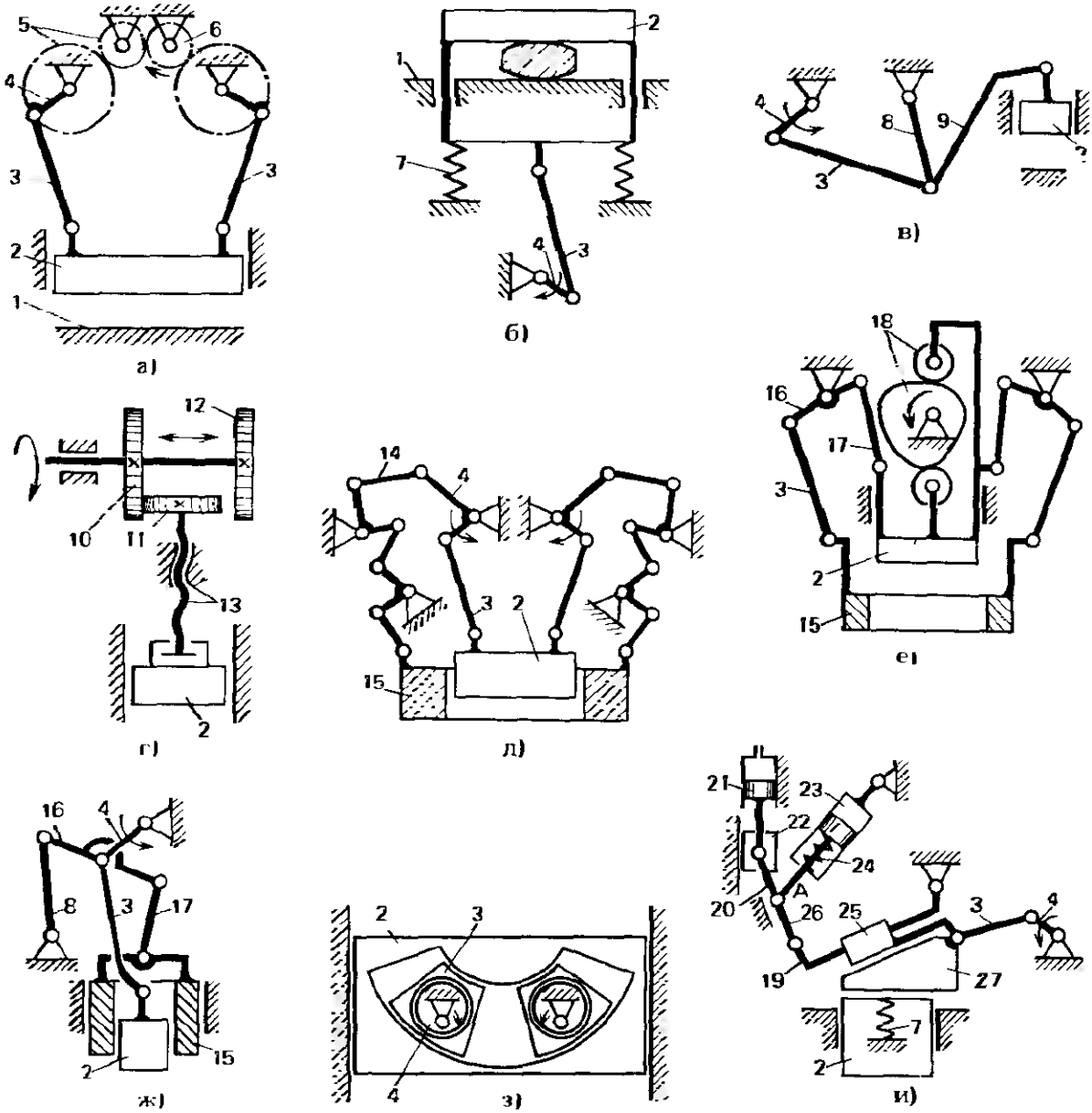
На сх. *д*, *е*, *ж* – К. с двумя подвижными ползунами. На сх. *д* ползун *2* приводится в движение так же, как на сх. *а*.

От кривошипов *4* движение через кинематическую цепь *14* передается ползуну *15*. Кинематическая цепь *14* представляет собой последовательное соединение трех четырехзвенных м.

На сх. *е* привод ползуна *2* осуществляется с помощью кулачкового м. *18*. Ползун *2* соединен с ползуном *15* посредством шатуна *17*, рычага *16* и шатуна *3*. Ползуны *2* и *15* совершают встречное зависимое движение.

На сх. *ж* привод ползунов *2* и *15* осуществляется от кривошипа *4*. Ползун *2* приводится посредством кривошипно-ползунного м. (звенья *4*, *3*, *2*). Ползун *15* приводится посредством шестизвенного м., включающего звенья *4*, *8*, *16*, *17*, *15* и стойку.

На сх. *з* – конструктивная разновидность двухкривошипного К. (см. сх. *а*). Кривошипы *4* в виде эксцентриков размещены в шатунах *2*. Криволинейные поверхности, по которым шатуны контактируют с ползуном *3*, – это развитые поверхности шарнира, соединяющего шатун с ползуном (см. *Конструктивное преобразование м.*). Такое исполнение

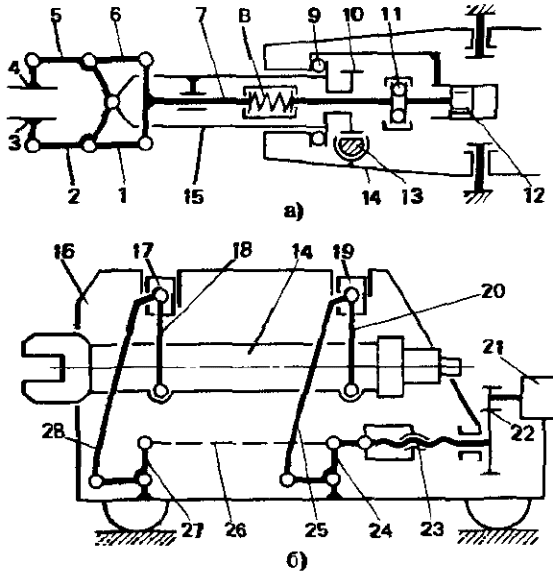


позволяет повысить жесткость системы и уменьшить или исключить передачу усилия со стороны заготовки на приводные узлы (см. *Самоторможение*).

На сх. *и* – К. с приводом в виде клинового м. Кривошип *4* передает движение через шатун *3* клину *27*. Клин *27* совместно с ползуном *25* скользит вдоль наклонной направляющей *19* и перемещает ползун *2*. Уравновешивание ползуна *2* и его подъем осуществляется пружиной *7*. Нагрузка со стороны клина через направляющую *19*, распорные звенья *26*, *20* и ползун *22* воспринимается предохранительным гидроцилиндром *21*. При перегрузках направляющая *19* поворачивается по часовой стрелке, преодолевая сопротивление предохранительного гидроцилиндра *21*.

Распорные звенья в рабочем состоянии вытянуты в одну линию под действием гидроцилиндра *23* и работают как одно звено. При отсутствии давления в полости гидроцилиндра *23* пружина *24* перемещает шарнир *A* вверх, звенья *20* и *26* поворачиваются, а направляющая *19* поднимается до горизонтального положения. Ползун *25* и клин *27* свободно перемещаются в горизонтальном направлении, не воздействуя при этом на ползун *2*. Таким образом м. переводится в нерабочее состояние.

КОВОЧНЫЙ МАНИПУЛЯТОР – устр., обеспечивающее захват заготовки



в нагревательной печи, подачу ее к прессу, поворот заготовки и удаление из зоны обработки. На сх. *а* – м. привода захватного устр., на сх. *б* – м. установки хобота К. на приводной тележке.

М. на сх. *а* обеспечивает движение губок и вращение захватного устр.

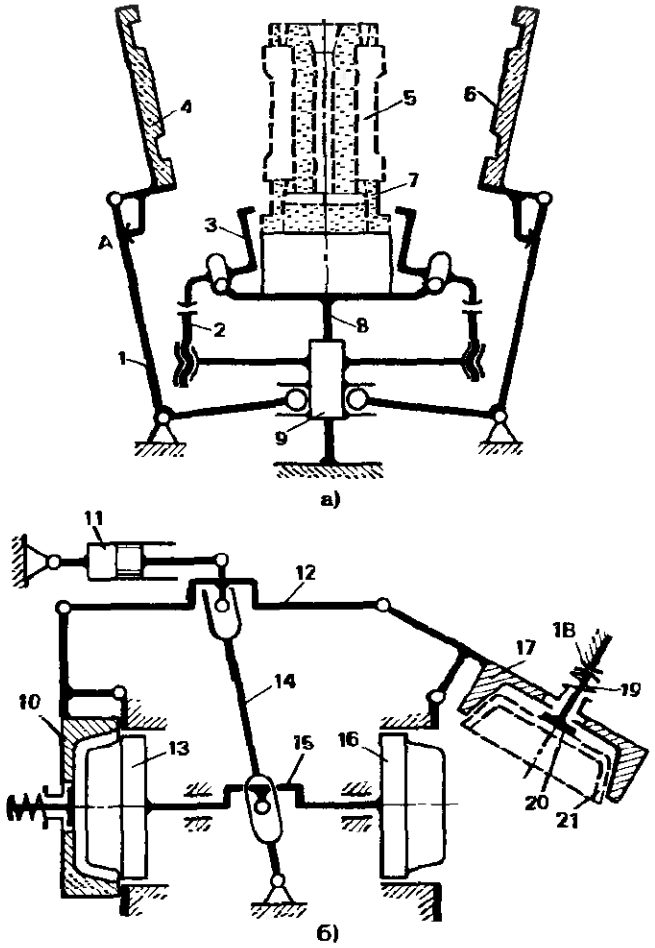
Губки *3* и *4* шарнирно присоединены к рычагам *2* и *5*, которые в свою очередь шарнирно связаны с корпусом *15*. Движение рычагам *2* и *5* передается через тяги *1* и *6* от ползуна *7*. Ползун приводится от гидроцилиндра *12* через упорный подшипник *11* и упругое звено *8*. Силовое замыкание кинематической цепи осуществляется на хобот *14* с одной стороны через рабочую жидкость гидроцилиндра *12*, с другой стороны – через подшипник *9*. Корпусу *15* может быть задано вращение перемещением рейки *13*, которая взаимодействует с зубчатым колесом *10*.

Хобот *14* (сх. *б*) подвешен на тягах *18* и *20* к ползунам *17* и *19*. Тяги параллельны друг другу и одинаковой длины, они образуют приближенный направляющий м. для горизонтального небольшого перемещения хобота.

Подъем и опускание хобота осуществляется перемещением ползунов *17* и *19* относительно тележки *16*. Движение ползунам сообщается от рычагов *27* и *24* через шатуны *28* и *25*. Рычаги *27* и *24* соединены между собой гибкой связью *26* и приводятся в движение от двигателя *21* через зубчатую передачу *22* и винтовой м. *23*.

КОКИЛЬНОЙ МАШИНЫ М. – устр. для раскрытия и закрытия элементов кокиля, удерживания стержня, выталкивания отливки и осуществления других операций, связанных с заливкой металла в кокиль.

На сх. *а* – К. для получения отливок *5* типа гильз. На основание *8* устанавливают стержень *7*. Движение всем звеньям сообщается от ползуна *9*. При движении ползуна вниз он через регулируемые упоры *2* разводит в стороны рычаги *3*, фиксирующие положение стержня *7*. Ползун *9* воздействует на рычаги *1*, которые перемещают формообразующие секторы *4* и *6*, вводя их



в контакт друг с другом и образуя тем самым кокиль.

Раскрытие кокиля производится при движении ползуна вверх. В раскрытом состоянии сектор удерживается относительно рычага благодаря контакту в т. *A*.

На сх. *б* – К. для поочередного получения отливок: пока идет заливка в одну форму, осуществляют извлечение готовой отливки из другой формы. Полуформа *10* и стержень *13* на сх. *б* замкнуты, а полуформа *17* и стержень *16* раскрыты. Стержни *13* и *16* перемещаются кулисой *14*, воздействующей на ползун *15*. Кулиса поворачивается гидроцилиндром *11*, который соединен шарнирно с шатуном *12* двухкоромыслового м. (звенья *10*, *12*, *17* и стойка). Кулиса *14* соединена с шатуном *12* двухподвижной кинематической парой.

При движении звена *12* влево звенья *10* и *13* сходятся, а звенья *16* и *17* расходятся. Звено *17* в крайнем положении взаимодействует с упором *18* через толкатель *20*. При этом сжимается пружина *19* и толкатель *20* удаляет отливку *21* из полуформы. При движении звена *12* вправо раскрываются звенья *10* и *13*, а звенья *16* и *17* смыкаются.

КОЛЕБАНИЯ ТОЧКИ – движение, при котором точка каждое из своих положений на траектории, кроме крайних, проходит поочередно в противоположных направлениях.

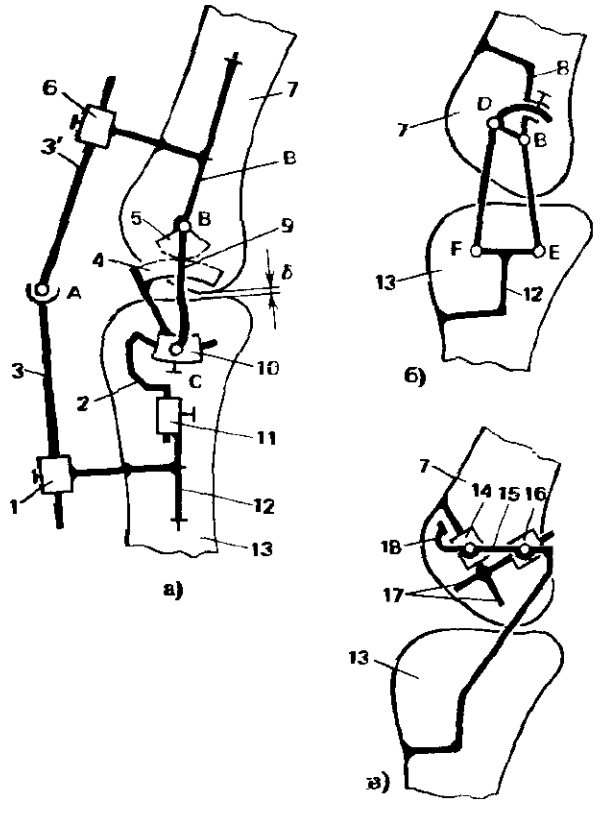
КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА – система, способная совершать свободные колебания.

КОЛЕННОГО СУСТАВА М. – устр., воспроизводящее естественное движение суставного конца большеберцовой кости относительно мыщелков бедра.

К. используют для разработки движений коленного сустава и для его разгрузки в процессе лечения.

Суставный конец большеберцовой кости *1* движется относительно бедра таким образом, что зазор δ остается примерно постоянным. При этом происходит перекатывание и скольжение суставного конца относительно мыщелков бедра.

Известные м. лишь приближенно воспроизводят такое движение. В частности, используют для этой цели планетарный м. (сх. *а*), шарнирный четырехзвенный м. (сх. *б*), двухползунный м. (сх. *в*). Параметры м. выбирают из условия постоянства δ.



Кроме выбора параметров осуществляют также регулировку положения звеньев.

Звено *8* (сх. *а*) прикрепляют с помощью специальных спиц к бедренной кости *7*, а звено *12* — к большеберцовой кости *13*. Звенья *8* и *12* располагают вне сустава. К ним присоединены жестко зацепляющиеся зубчатые секторы *5* — к звену *8* и *4* — к звену *12*. Для того чтобы обеспечить непрерывное зацепление секторов и постоянство межосевого расстояния, их оси *B* и *C* соединены звеном *9*. Регулировку положения сектора *4* осуществляют перемещением ползуна *10* относительно звена *2* и перемещением последнего в направляющей *11* звена *12*.

Регулирование величины сгибания и разгибания осуществляют, изменяя длину тяг *3* и *3'*, перемещением их в направляющих *1* и *6* соответственно. Тяги соединены между собой сферическим шарниром, а направляющие *1* и *6* жестко присоединены к звеньям *12* и *8* соответственно.

Точки суставной поверхности большеберцовой кости движутся по циклоидальной кривой, которая приближенно соответствует естественной траектории движения.

В сх. *б* со звеньями *12* и *8* жестко соединены звенья *FE* и *DB* соответственно. Регулировку осуществляют перемещением шарнира *D* относительно звена *8*. Основу устр. представляет собой двухкоромысловый м. *FDBE*.

Точки суставной поверхности движутся по траекториям, соответствующим шатунным кривым.

В сх. *в* направляющие *17* прикреплены к бедренной кости *7*, а шатун *15* жестко соединен с большеберцовой костью *13*. С шатуном *15* шарнирно соединены ползуны *14* и *16*, перемещаемые вдоль направляющих *17*. Для ограничения движения служит упор *18*.

КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ — см. *Вал*.

КОЛЕСО В ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ — зубчатое колесо передачи с большим числом зубьев по сравнению с парным зубчатым колесом — зацепляющимся с ним (см. *Шестерня*).

КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ — см. *Зубчатое колесо*.

КОЛЕСО С ВНЕШНИМИ ЗУБЬЯМИ — см. *Внешнее зацепление* и *Внутреннее зацепление*.

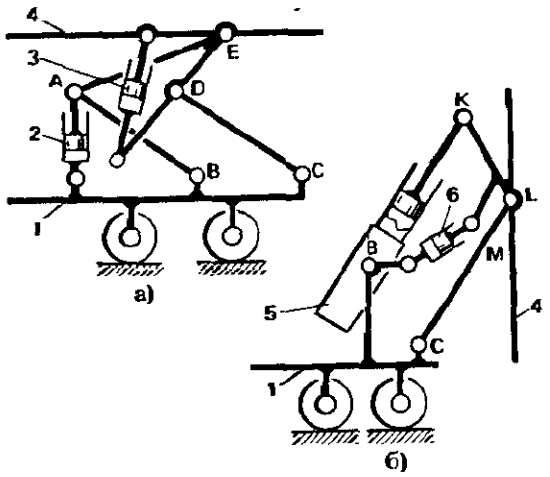
КОЛЕСО С ВНУТРЕННИМИ ЗУБЬЯМИ — см. *Внутреннее зацепление*.

КОЛИЧЕСТВО ДВИЖЕНИЯ ТОЧКИ (ИМПУЛЬС) — векторная мера механического движения, равная произведению массы материальной точки m на ее скорость $\bar{v}$: $\bar{q} = m\bar{v}$.

К. совпадает по направлению со скоростью, измеряется в кг·м/с.

КОЛОДОЧНЫЙ ТОРМОЗ — см. *Тормоз грузовой*.

КОЛОННЫ ТРУБ НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. — устр. для изменения угла наклона и перемещения связанной с транспортным средством направляющей колонны труб, спускаемой в скважину.



Направляющая колонны *4* (сх. *а*) шарнирно присоединена к звену *AED*, совершающему круговое поступательное движение относительно рамы транспортного средства *1*. Звено *AED* соединено с рамой *1* параллельными коромыслами *AB* и *CD* одинаковой длины. Перемещение звена осуществляется гидроцилиндром *2*. Поворот направляющей вокруг т. *E* осуществляется гидроцилиндром *3*.

В сх. *б* направляющая *4* присоединена к раме *1* с помощью м. III класса с двумя степенями свободы — замкнутый контур *KLM* соединен поводком *LC* со стойкой — рамой *1*. В т. т. *K* и *M* шар-

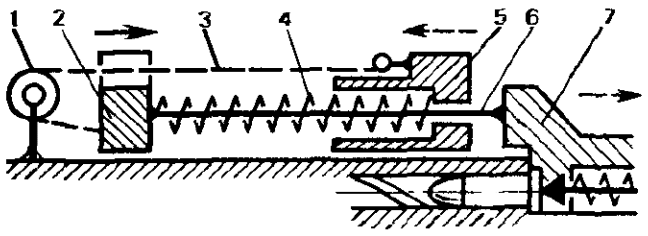
нирно присоединены поршни гидроцилиндров *5* и *6*. Гидроцилиндр *5* – телескопический, он обеспечивает изменение угла наклона направляющей *4*. При одинаковых длинах *CL* и *BK* гидроцилиндр *6* перемещает направляющую поступательно.

КОМБИНИРОВАННЫЙ ПОИСК В СИНТЕЗЕ М. – определение выходных параметров синтеза, при котором случайным поиском (см. *Случайный поиск в синтезе м.*) просматривают и сравнивают значения целевой функции в отдельных частях области изменения параметров, а затем направленным поиском (см. *Направленный поиск в синтезе м.*) находят локальные минимумы для тех частей области, где ожидается получение глобального минимума.

КОМПЕНСАТОР ЗАТВОРА (от лат. compenso – возмещаю, уравновешиваю) – устр. для гашения энергии удара затвора о рамку пистолета при его движении в крайнее заднее положение.

Затвор *7* после выстрела отходит вправо. Штоком *6* он жестко соединен с перемычкой *2*, а она соединена тросом *3*, перекинутым через блок *1* с буферной массой *5*. При движении затвора он увлекает за собой перемычку *2*. Навстречу ей под действием троса движется буферная масса *5*. Пружина *4* сжимается, а звенья *2* и *5* соударяются.

Энергия движения затвора гасится при сжатии пружины и соударении звеньев *2* и *5*, имеющих одинаковые массы. Тем самым практически исключается удар затвора о рамку.



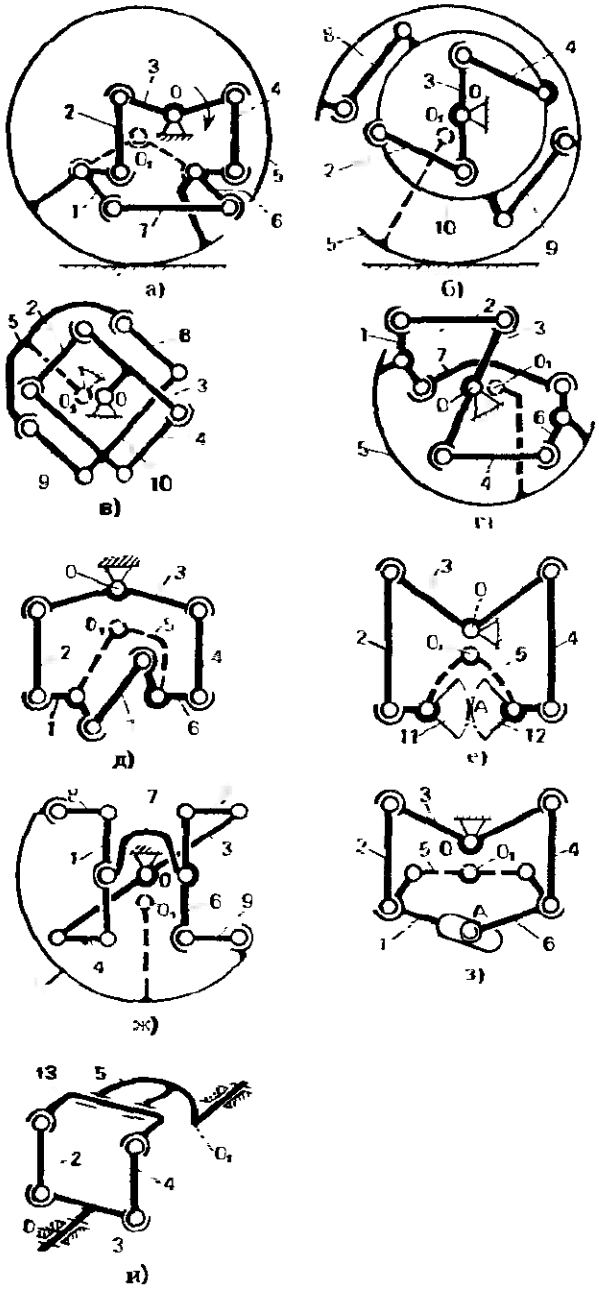
После соударения все звенья под действием пружины *4* возвращаются в исходное положение.

КОМПЕНСИРУЮЩАЯ МУФТА – см. *Муфта*.

КОМПЕНСИРУЮЩИЙ ШАРНИРНЫЙ М. – м., предназначенный для передачи или восприятия вращающего момента при несоосностях и перекосах входного и выходного звеньев и содержащий звенья, которые образуют только вращательные цилиндрические и сферические пары.

К. представляет собой разновидность компенсирующих муфт. К. допускает значительные несоосности и перекосы звеньев, характеризуется высокой несущей способностью, поскольку в основном в нем использованы низшие кинематические пары.

Применяют К. в железнодорожном транспорте для передачи движения на приводные колеса при значительных изменениях межосевого расстояния между приводным устройством и колесом.



Используют К. также для восприятия реактивного момента в м. вращения (поворота) кранов, для осуществления «плавающей» подвески центральных колес планетарных м., корпусов различного рода машин и др. Обычно К. представляет собой неуравновешенный м., поэтому применять его следует в устр. с малыми скоростями.

Одно из условий проектирования К. – получение м. без избыточных связей.

В сх. *а* колесо *5* с центром O_1 приводится во вращение от коромысла *3* с центром вращения *O* через параллельные тяги *2* и *4*, рычаги *1* и *6*, замыкаемые тягой *7*. Звенья *1*, *7*, *6* и *5* образуют параллелограмм, рычаги которого *1* и *6* воспринимают пару сил со стороны тяг *2* и *4*. Число избыточных связей такого м. подсчитывается по формуле

$$q = w - 6n + 5p_{\mathrm{V}} + 4p_{\mathrm{IV}} + 3p_{\mathrm{III}} + 2p_{\mathrm{II}} + p_{\mathrm{I}},$$

где w – число степеней свободы м.; n – число подвижных звеньев; p_{V}, p_{IV}, p_{III}, p_{II}, p_{I} – соответственно число одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных пар.

Для сх. *а*

$$q = 1 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 6 = -3,$$

что означает наличие лишних степеней свободы. Действительно, звенья *2*, *4* и *7* могут вращаться вокруг своей оси, не влияя на движения м. в целом. Эти степени свободы безвредны.

В сх. *б* колесо *5* приводится во вращение от коромысла *3* через параллельные тяги *2* и *4*, промежуточное звено *10* и параллельные тяги *8*, *9*. Тяги *2* и *4*, *8* и *9* вместе с присоединенными к ним звеньями образуют антипараллелограмм.

Сх. *в* отличается от сх. *б* только тем, что тяги *2* и *4*, *8* и *9* вместе с присоединенными к ним звеньями образуют параллелограммы.

Число избыточных связей в каждой из сх. *б* и *в*

$$q = 1 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 3 \cdot 5 = -1,$$

что означает наличие одной лишней (безвредной) степени свободы – вращения звена *2* вокруг своей оси.

Сх. *г* аналогична сх. *а*, но в ней звенья *2* и *4*, *1* и *6* вместе с присоединенными к ним звеньями образуют антипараллелограммы.

Сх. *д* также аналогична сх. *а*, но в ней звенья *1*, *7*, *6* и *5* образуют антипараллелограмм.

Сх. *е* – разновидность сх. *д*. Вместо антипараллелограмма применены зубчатые секторы *11* и *12*. Заменой высших пар низшими можно получить из сх. *е* сх. *д* при условии, что пара *А* выполнена пятиподвижной (бочкообразные зубья). В этом случае

$$q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 1 = -2,$$

что означает наличие двух лишних (безвредных) степеней свободы – вращение звеньев *2* и *4* вокруг своих осей.

Сх. *ж* отличается от сх. *а*, *г*, *д* тем, что рычаги *1* и *6* соединены со звеном *5* соответственно через дополнительные параллельные звенья *8* и *9*.

Для сх. *ж*

$$q = 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 8 + 3 \cdot 4 = -1,$$

что означает наличие одной лишней степени свободы – вращения звена *9* вокруг своей оси.

Сх. *з* представляет собой упрощенный вариант сх. *д*, в котором вместо звена *7* и двух трехподвижных пар рычаги *1* и *6* соединены непосредственно в одноподвижную пару *А*. Число q определяется так же, как для сх. *е*.

Сх. *и* представляет собой наиболее простой К. Замыкание сил, действующих вдоль тяг *2* и *4*, осуществлено рычагом *13*.

Для сх. *и*

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 4 = -2,$$

т. е. имеются две лишние (безвредные) степени свободы – вращение тяг *2* и *4* вокруг своей оси.

Общий принцип построения сх. К. заключается в связи входного и выходного звеньев посредством двух параллельных тяг *2* и *4*, замкнутых между собой специальным м. или одним звеном (сх. *и*).

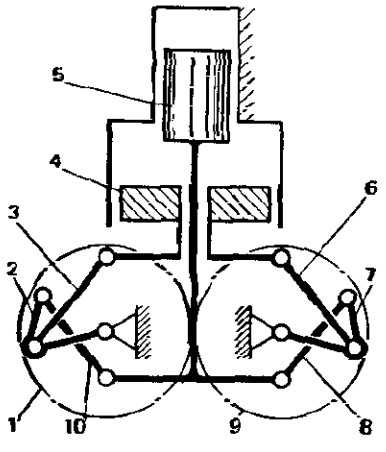
Специальный м. или упомянутое звено замыкает встречно направленные силы, допуская при этом одновременное (синхронное) перемещение входного и выходного звеньев вдоль тяг *2* и *4*.

В зависимости от выбранного типа замыкания получены семизвенные (сх. *а–д*), шестизвенные (сх. *е*, *з*), девятизвенный (сх. *ж*) и пятизвенный (сх. *и*) К. Представленные сх. эквивалентны карданной передаче.

Во всех сх. одно из звеньев *3* или *5* может выполнять роль стойки и образовывать с другим из этих звеньев одноподвижную вращательную пару. В этом случае К. выполняет роль подвески, воспринимающей реактивный момент, и обеспечивает «плавание» (самоустановку) подвижного звена *3* или *5* относительно неподвижного.

На практике известны К., в которых вместо отдельных трехподвижных и пятиподвижных пар используют соответственно одноподвижные и четырехподвижные пары, а соответствующие перемещения осуществляются благодаря зазорам в сочленениях и деформации звеньев.

КОМПРЕССОРА ДВУХПОРШНЕВОЙ М. – устр., составленное из двух параллельно соединенных кривошипно-ползунных м., имеющих общую направляющую.



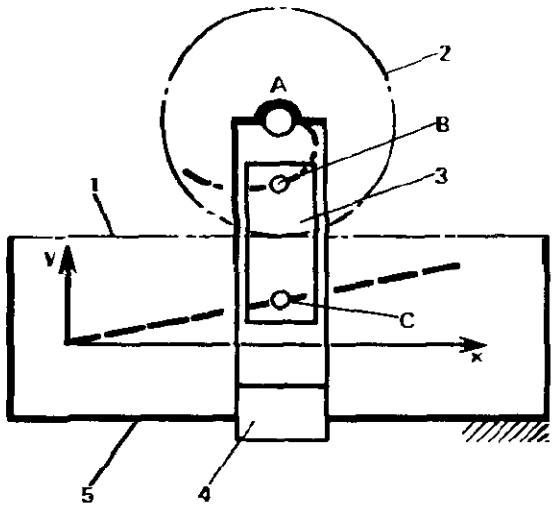
Кривошипы *2* и *7* соединены соответственно с зубчатыми колесами *1* и *9*, зацепляющимися между собой. При вращении одного кривошипа второй вращается с равной угловой скоростью в обратную сторону.

Кривошипы посредством шатунов *3* и *6* соединены с ползуном *4*, а посредством шатунов *8* и *10* – с ползуном *5*.

При вращении кривошипов ползуны *4* и *5* совершают зависимые поступательные движения, необходимые для осуществления заданного процесса.

Симметричная схема соединения каждого из ползунов с кривошипами, а кривошипов – зубчатой парой исключает боковую составляющую реакции в кинематической паре ползун – направляющая (см. *Бокового давления исключение*).

КОНВЕРСОР – м. для преобразования кривой из одной системы координат в другую.

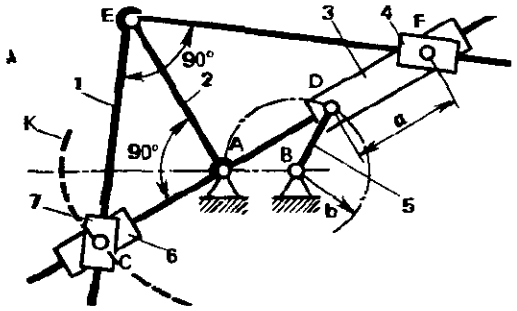


Прямоугольная система координат *xy* связана с неподвижными направляющей *5* и зубчатой рейкой *1*. В т. *A* с ползуном *4* шарнирно соединено зубчатое колесо *2*, с которым связана полярная система координат. Внутри ползуна *4* размещен ползун *3*, имеющий возможность перемещаться вдоль оси *y*.

При перемещении ползуна *4* вдоль оси *x* колесо *2* обкатывается по рейке *1*. Если при этом т. *C* вести по кривой в системе координат *xy*, то траектория т. *B* в системе координат колеса *2* будет соответствовать этой кривой в полярных координатах.

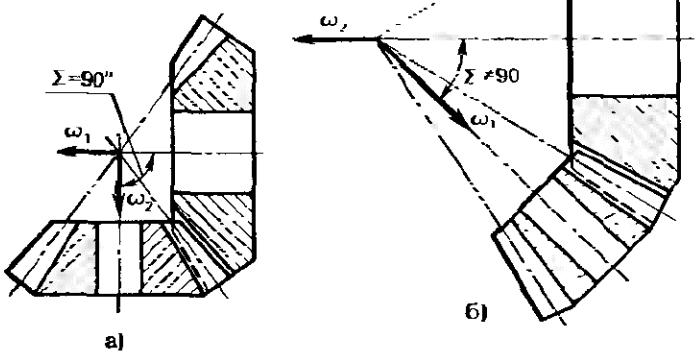
КОНИКОГРАФ – прибор для вычерчивания кривых конических сечений (см. также *Пересечения поверхности тела вращения плоскостью м.*).

Кулиса *2* кулисного м. *ABD* соединена со звеном *1* посредством вращательной пары *E*, а ползун *3* взаимодействует с этим же звеном через вращательную



пару *F* и ползун *4*. Длину кривошипа *5* и расстояние между опорами *AB* связывает зависимость $AB = BD = b$. Расстояние между шарнирами на ползуне *3* обозначено *a*. Угол $CEF = 90°$, угол $CAE = 90°$. Т. *C* пересечения прямых *CE* и *AC* вычерчивает требуемую кривую *K*. Установка ползунов *6* и *7*, связанных шарниром *C*, не обусловлена необходимостью кинематической связи звеньев. Здесь имеет место избыточная связь. Указанные звенья *6*, *7* и шарнир *C* установлены с целью размещения на них инструмента (пера) для вычерчивания кривой *K*. При вращении кривошипа *5* т. *C* описывает коническое сечение: эллипс при $2b/a > 1$, параболу при $2b/a = 1$ и гиперболу при $2b/a < 1$.

КОНИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – зубчатая передача с пересекающимися осями, у зубчатых колес которой аксоидные, начальные и делительные поверхности конические. К., межосевой угол Σ которой равен 90°, наз. ортогональной зубчатой передачей (сх. *а*), а К., межосевой угол которой отличен от 90°, наз. неортогональной зубчатой передачей (сх. *б*). На сх. *а* и *б* векторы угловых скоростей обозначены $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$.

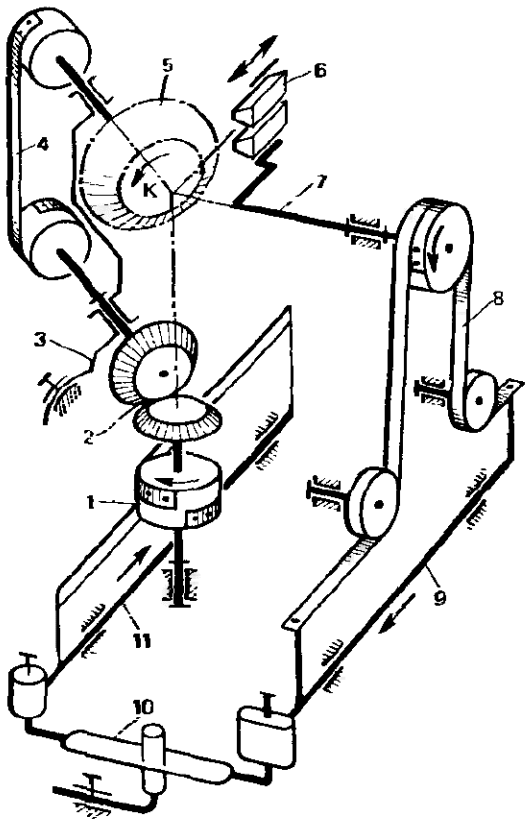


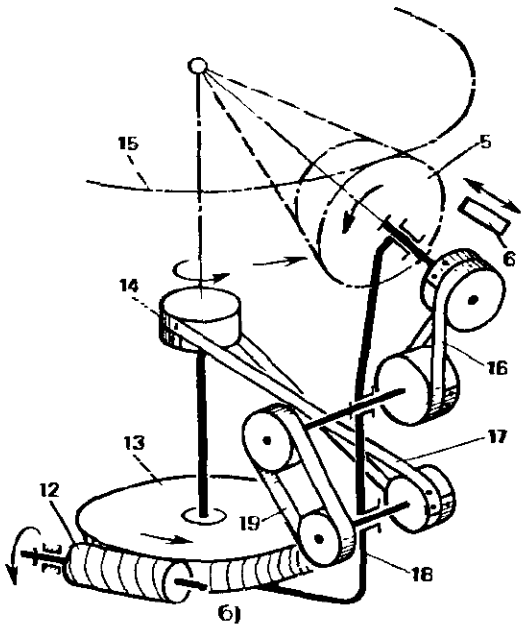
КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС ЗУБОНАРЕЗАНИЕ – нарезание зубьев конических зубчатых колес, основанное на имитации зацепления нарезаемого колеса и производящего плоского колеса.

На сх. дано устр. для осуществления К.

Нарезаемому колесу *5* (сх. *а*) сообщается качательное движение *K*, зависимое от качательного движения направляющей *7*. Инструмент *6* совершает возвратно-поступательное движение относительно направляющей *7*.

Колесо *5* с направляющей *7* кинематически связано через ленточный м. *4*, коническую передачу *2*, ленточный м. *1*, ползун *11*, рычаг с подвижной опорой *10*,





ползун *9* и ленточный м. *8*. Вследствие перемещения опоры рычага *10* изменяется передаточное отношение кинематической цепи. Ленточные м. позволяют иметь постоянное передаточное отношение при имитации зацепления колес. Поворотом звена *3* обеспечивается врезание инструмента.

На сх. *б* нарезаемое колесо совершает качательное движение вокруг своей оси, а ось колеса совершает качательное движение относительно производящего плоского колеса *15*, т. е. колесо *5* как бы перекатывается без скольжения по неподвижному колесу *15*. Инструмент *6* совершает возвратно-поступательное движение и движение врезания. От ведущего червяка *12* передается движение червячному колесу *13* и жестко связанному с ним водилу *18*. Качательное движение колесу *5* передается от барабана *14* через ленточные м. *17*, *19* и *16*.

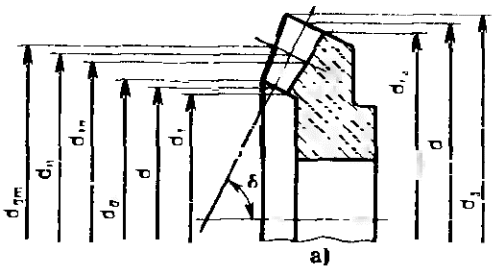
КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА РАЗМЕРЫ – 1) Диаметр концентрической окружности конического зубчатого колеса. Различают диаметры (сх. *а*): внешний делительный d_e, средний делительный d_m, внутренний делительный d_i; внешний начальный d_{we}, средний начальный d_{wm}, внутренний начальный d_{wi}; внешний вершин зубьев d_{ae}, средний вершин зубьев d_{am}, внутренний вершин зубьев d_{ai}; внешний впадин d_{fe}, средний впадин d_{fm}, внутренний впадин d_{fi}.

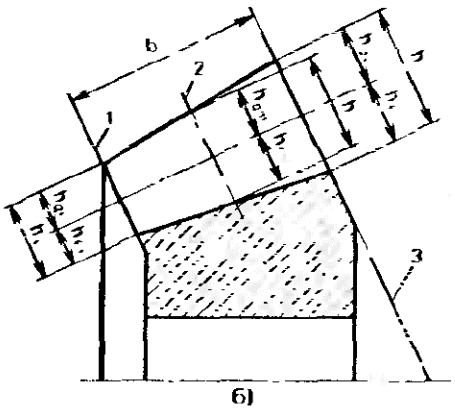
2) Высота зуба конического колеса – расстояние между окружностями вершин зубьев и впадин конического зубчатого колеса, измеренное по образующей делительного дополнительного конуса (на сх. *б* *3* – внешний дополнительный конус, *2* – средний, *1* – внутренний). Различают высоты зубьев: внешнюю h_e, среднюю h_m, внутреннюю h_i.

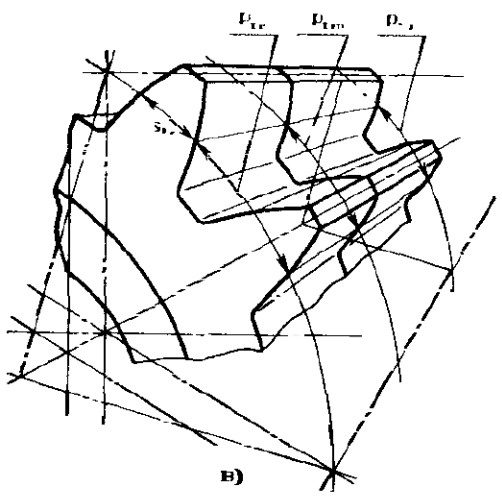
3) Высота делительной ножки зуба – расстояние между окружностью вершин зубьев и делительной окружностью конического зубчатого колеса, измеренное по образующей делительного дополнительного конуса (сх. *б*). Различают внешнюю h_{ae}, среднюю h_{am}, внутреннюю h_{ai} высоты делительной головки зуба конического зубчатого колеса.

4) Высота делительной ножки зуба – расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин, измеренное по образующей делительного дополнительного конуса. Различают внешнюю h_{fe}, среднюю h_{fm}, внутреннюю h_{fi} высоты делительной ножки.

5) Граничная высота зуба – расстояние между окружностью вершин зубьев конического зубчатого колеса и концентрической окружностью, проходящей через граничные точки профилей зубьев, измеренное по образующей делительного дополнительного конуса. Различают внешнюю h_{le}, среднюю h_{lm}, внутреннюю h_{li} и другие h_{lx} граничные высоты зуба.







6) Ширина зубчатого венца – расстояние b между внешним и внутренним торцовыми сечениями конического зубчатого колеса (см. сх. *б*).

7) Окружной шаг зубьев – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности конического зубчатого колеса. Различают окружные шаги (сх. *в*): внешний p_{te}, средний p_{tm}, внутренний p_{ti}.

Окружной модуль $m_t = p_t/\pi$.

8) Окружная толщина зуба – расстояние между разноименными профилями зуба по дуге концентрической окружности. Обозначают ее s_t с соответствующими индексами *e*, *m*, *i*.

Основные размеры конического зубчатого колеса определяют из соотношений:

$$b \leqslant 0{,}3R_e,$$

где R_e – внешнее конусное расстояние;

$$m_{te} = \frac{2R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}},$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев сопряженных колес;

$$d_e = m_{te}z;$$

$$h_{ae} = h_a^* m_{te},$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба;

$$h_{fe} = (h_a^* + c^*)\, m_{te},$$

где c^* – коэффициент радиального зазора.

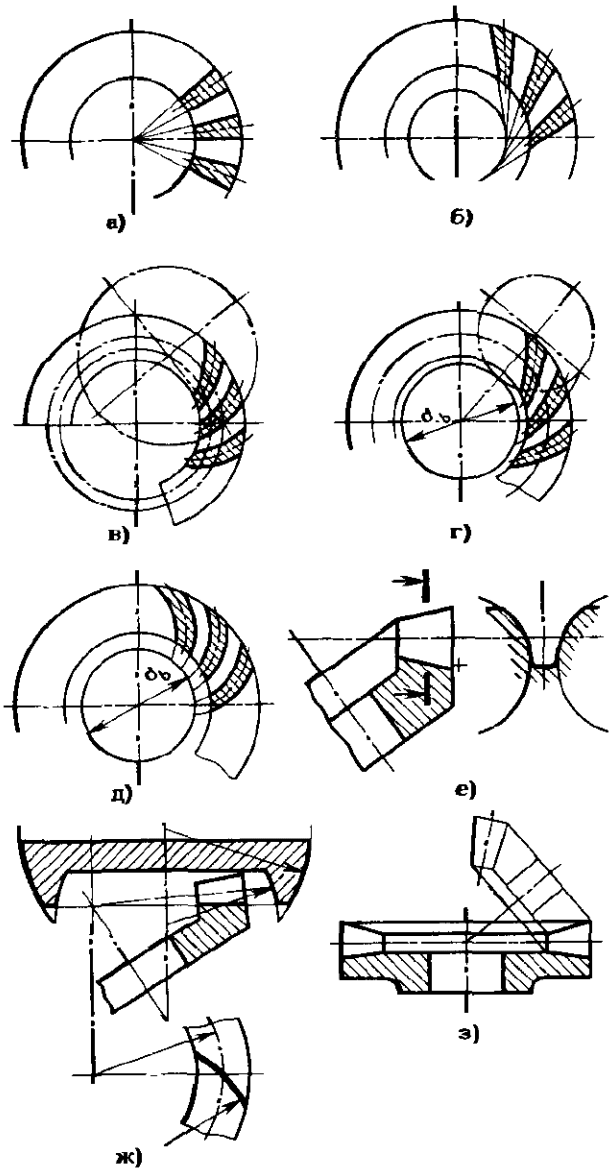
Остальные размеры вычисляют в зависимости от заданной осевой формы зубьев конического зубчатого колеса и соответствующих углов конусов. Например,

$$d_i = d_e - 2b\sin\delta,\ d_m = d_e - b\sin\delta,$$

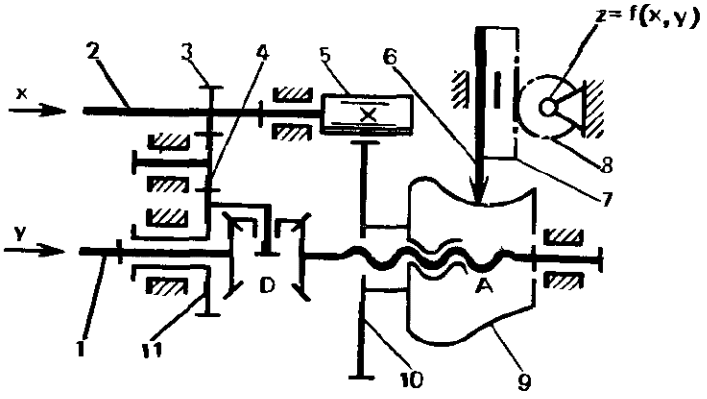
где δ – угол делительного конуса.

КОНИЧЕСКОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – зубчатое колесо конической зубчатой передачи. Различают К. *с* прямыми (сх. *а*), тангенциальными (сх. *б*) и криволинейными зубьями; круговой линией (сх. *в*), циклоидальной линией зубьев (сх. *г*), эвольвентной линией (сх. *д*). Форму зубьев характеризуют их теоретические линии на развертке делительного конуса – базовой поверхности для определения элементов зубьев и их размеров. На сх. *г*, *д* диаметр основной окружности d_b.

Торцовый профиль зубьев может быть круговым (сх. *е*). Зубья с круговой линией образованы в станочном зацеплении сферической производящей поверхностью (сх. *ж*). Наряду с профилем в торцовом сечении различают профили в сферическом сечении (см. *Сферическое эвольвентное зацепление* и *Квазиэвольвентное зацепление конических зубчатых колес*). К. с углом делительного конуса 90° называют плоскими зубчатыми колесами (сх. *з*). Сопряженное коническое колесо с плоским колесом показано тонкими линиями. Передачу в целом называют плоской передачей.



КОНОИДНЫЙ М. – устр. для воспроизведения функции двух независимых переменных.



На сх. независимые переменные x и y – углы поворота валов *2* и *1* соответственно. Вал *2* связан через зубчатую пару *5 – 10* с коноидом – трехмерным кулачком *9*, а также через зубчатые колеса *3*, *4*, *11* с дифференциальным м. *D* и винтовой парой *A*. Вращение вала *1* суммируется с вращением вала *2* в дифференциальном м. *D*. Образована замкнутая одноконтурная передача. Кулачок *9* вращается и перемещается в осевом направлении и сообщает движение толкателю *6*, который через рейку *7* передает движение зубчатому колесу *8* в виде $z = f(x, y)$.

КОНСТРУКТИВНОЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЕ М. – изменение соотношений размеров, формы, расположения звеньев, приводящее к качественно иным техническим решениям при сохранении структурной схемы или вида м.

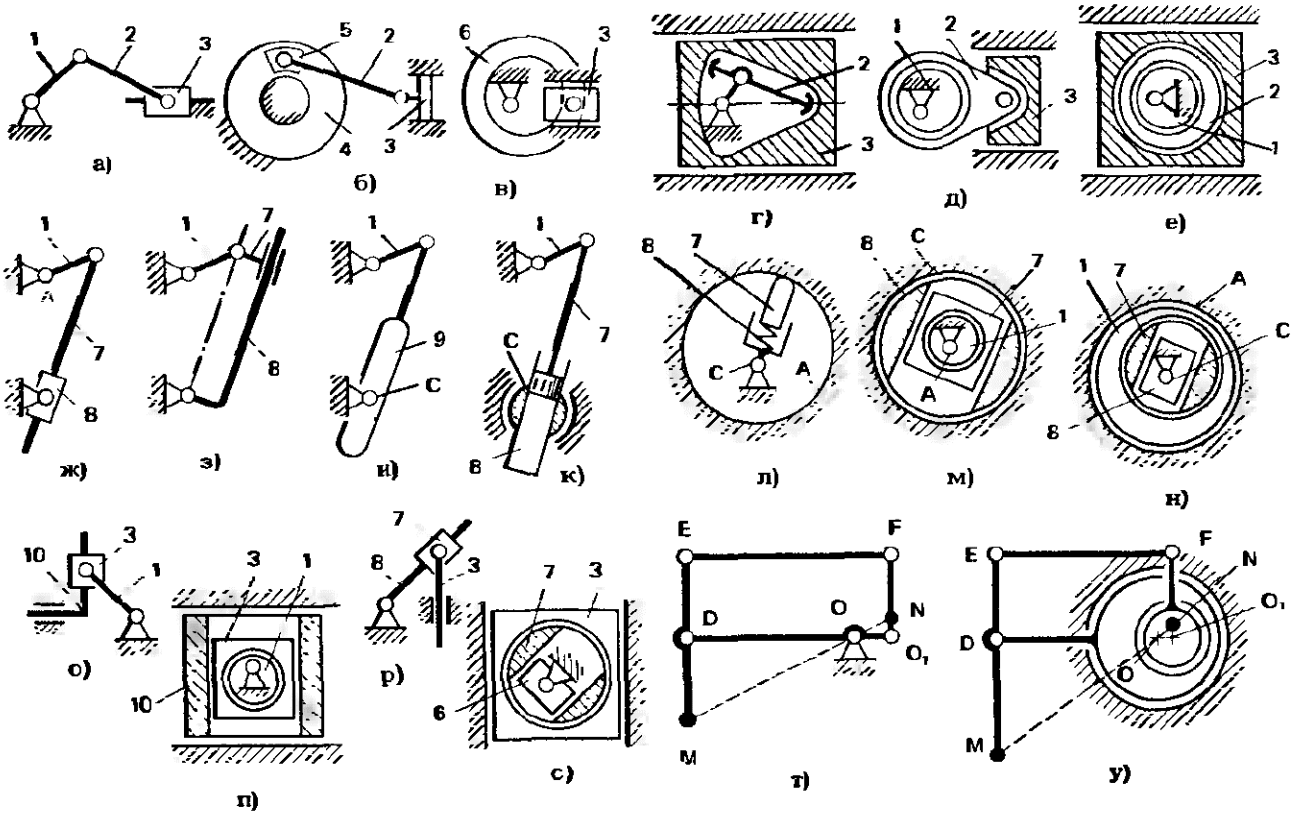
На сх. *а – е* представлено К. кривошипно-ползунного м., на сх. *ж – н* – кривошипно-кулисного м., на сх. *о*, *п* – синусного м., на сх. *р*, *с* – тангенсного м., на сх. *т*, *у* – пантографа.

В основу К. положено совмещение функций звеньев, выполнение элементов шарниров и других кинематических пар бо́льшими по размерам, чем размеры звеньев, замена охватывающих элементов охватываемыми, размещение одних звеньев и элементов кинематических пар внутри других элементов кинематических пар, замена одних звеньев и кинематических пар другими звеньями и парами с теми же функциональными признаками.

На сх. *а* – структурная схема кривошипно-ползунного м: *1* – кривошип; *2* – шатун; *3* – ползун.

На сх. *б* вместо кривошипа выполнен круговой паз *4*, в котором размещен ползун *5*.

На сх. *в* кривошип и шатун заменены эксцентрично расположенным диском-



кулачком *6*, который взаимодействует с элементом шарнира *3*. Таким образом, кривошипно-ползунный м. преобразован в кулачковый м.

На сх. *г* элементы шарнира, соединяющие звенья *2* и *3*, выполнены больше шатуна *2*, а кривошип *1* и шатун *2* размещены внутри ползуна.

На сх. *д* кривошип *1* выполнен в виде эксцентрика и помещен внутрь охватывающей детали шарнира *1—2*.

На сх. *е* кривошип *1* и шатун *2* выполнены в виде эксцентриков. Элементы шарниров и звенья размещены внутри ползуна. Такая конструктивная разновидность имеет большую жесткость в направлении движения ползуна, но более низкий КПД из-за больших углов давления и скоростей скольжения, обусловленных соотношением размеров, по сравнению со сх., рассмотренными выше.

В сх. *ж* и *з* кулиса *8* выполнена соответственно в виде охватывающей и в виде охватываемой деталей, а ползун *7* — наоборот: в виде охватываемой и охватывающей деталей.

В сх. *и* функции кулисы и ползуна совмещены в звене *9*, взаимодействующем с элементом шарнира *C*.

В сх. *к* ползун и кулиса выполнены в виде поршня *7* и цилиндра *8*, размещенного внутри шарнира *C*.

В сх. *л* функции кривошипа и шарнира *A* совмещены в элементе шарнира *A*, охватывающем все остальные детали. Центр кривизны поверхности *A* смещен по отношению к центру шарнира *C*. Ползун *7* с поверхностью *A* образует высшую кинематическую пару. Кривошипно-кулисный м. такого типа широко используется в гидромашинах.

В сх. *м* кривошип *1* выполнен в виде эксцентрика и помещен внутрь ползуна *7*, который размещен внутри кулисы *8*. Все звенья вместе помещены внутрь шарнира *C*.

В сх. *н* выполнено преобразование в обратном порядке по отношению к сх. *м*. Кулиса *8* размещена в ползуне *7*, который находится внутри кривошипа *1*, выполненного в виде эксцентрика. Все звенья размещены внутри шарнира *A*.

Принципы, приведенные выше, использованы при преобразовании сх. *о* в сх. *п* и сх. *р* в сх. *с*.

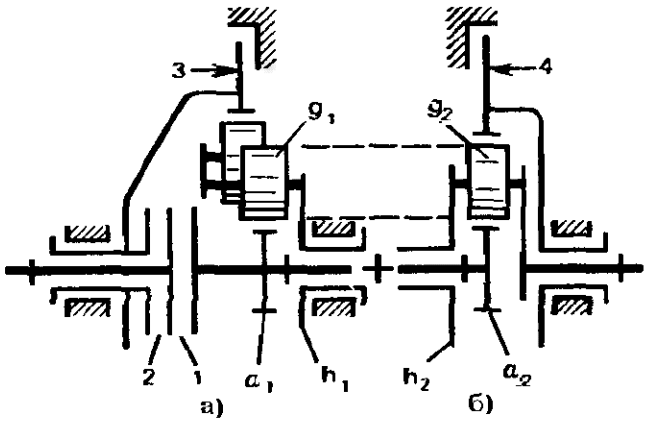
В сх. *п* кривошип *1* в виде эксцентрика помещен внутрь ползуна *3*, который расположен внутри ползуна *10*.

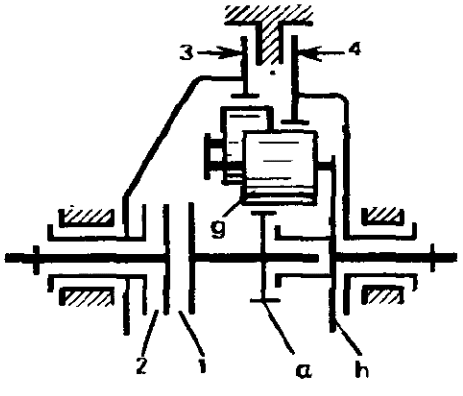
В сх. *с* кулиса *8* помещена внутрь ползуна *7*, который находится внутри шарнира *7—3*, установленного внутри ползуна *3*.

В сх. *у* шарнир O_1 размещен внутри шарнира *O*. Остальные шарниры *D*, *E*, *F* оставлены без изменений по сравнению со сх. *т*. Воспроизводящая т. *N*, лежащая на линии *MO*, размещена на звене O_1F также внутри шарнира *O*. В такой схеме добиваются самоторможения звеньев при внешнем воздействии на звено O_1F приложенном в т. *N*.

Приведенные приемы могут быть использованы по отношению к другим м. Они позволяют получать м. с различными габаритными размерами, силовыми и энергетическими характеристиками.

КОНСТРУКТИВНОЕ УПРОЩЕНИЕ СХЕМЫ – конструктивный прием сов-





мещения функций звеньев соединяемых м.

На сх. *а*, *б* показано соединение двух планетарных м. Обозначения: *I* и *II* – соответственно входное и выходное звенья; *1*, *2*, *3*, *4* – элементы управления; + – место соединения звеньев. Для упрощения конструкции водила h_1 и h_2 выполняют за одно целое, совмещают также сателлиты g_1 и g_2 и центральные колеса a_1 и a_2. У новой сх. общее центральное колесо *a* (сх. *в*), сателлит *g* и водило *h*. Она обладает теми же функциональными признаками, что и совокупность сх. *а* и *б*.

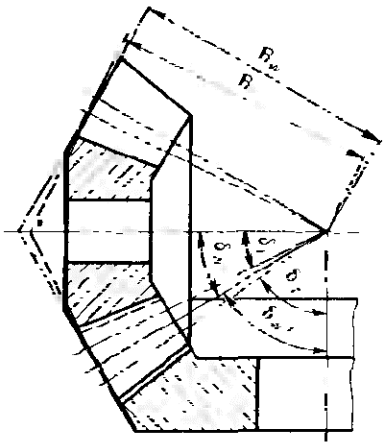
КОНТАКТНАЯ ЛИНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБА – линия на поверхности зуба зубчатого колеса передачи, по которой в данный момент соприкасаются взаимодействующие зубья.

КОНУСНАЯ МУФТА – см. *Фрикционная муфта.*

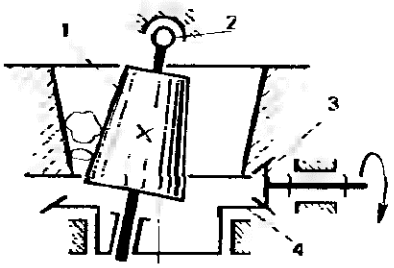
КОНУСНОЕ РАССТОЯНИЕ КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – 1) К. внешнее делительное R_e – расстояние от вершины делительного конуса до поверхности делительного дополнительного конуса (см. *Конусы конического колеса*). 2) К. внешнее начальное R_{we} – расстояние от вершины начального конуса до поверхности начального дополнительного конуса.

При совпадении начального и делительного конусов К. обозначают *R*.

На сх. соответственно обозначены углы делительных δ_1 и δ_2 и начальных δ_{w1} и δ_{w2} конусов шестерни и колеса.



КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ М. (строит.) – устр. для сообщения дробящему конусу прецессионного движения.

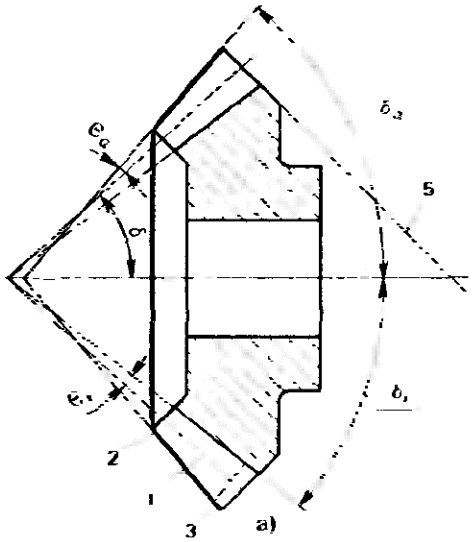


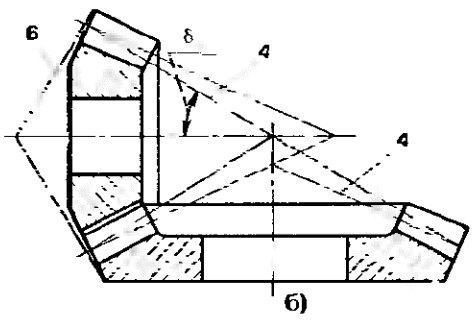
Конус *1* подвешен к стойке посредством сферического шарнира *2*. Ось конуса эксцентрично установлена в отверстии конического зубчатого колеса *4*. Вращение колесу *4* передается конической шестерней *3*. При вращении колеса *4* ось конуса описывает коническую поверхность.

КОНУСЫ КОНИЧЕСКОГО КОЛЕСА – К. делительный *1* – базовая поверхность для определения элементов зубьев и их размеров. Угол К. делительного δ (сх. *а*).

К. вершин *2* – поверхность вершин зубьев. Угол К. вершин – δ_a (сх. *а*).

К. впадин *3* – поверхность впадин зубьев. Угол К. впадин – δ_f (сх. *а*).





К. начальный *4* — начальная поверхность зубьев. Угол К. начального δ_w (сх. *б*).

К. делительный дополнительный *5* — соосная коническая поверхность, образующая которой перпендикулярна образующей К. делительного (сх. *а*).

К. начальный дополнительный *6* — соосная коническая поверхность, образующая которой перпендикулярна образующей начального К. (сх. *б*).

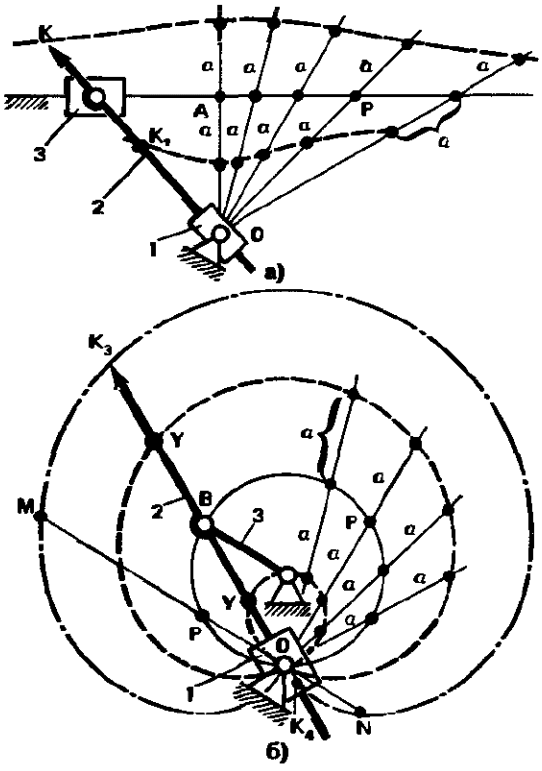
На сх. *а* даны углы головки θ_a и ножки θ_f зуба.

КОНХОИДА НИКОМЕДА — см. *Конхоидограф.*

КОНХОИДОГРАФ (греч. konchoeidēs — улитковидная, graphō — пишу) — прибор для вычерчивания конхоиды.

Устройство К. основано на определении конхоиды, которая представляет собой кривую, получающуюся при увеличении или уменьшении радиуса-вектора $\overline{OP}$ каждой точки кривой на величину постоянного отрезка *a*. Конхоида окружности представляет собой улитку Паскаля.

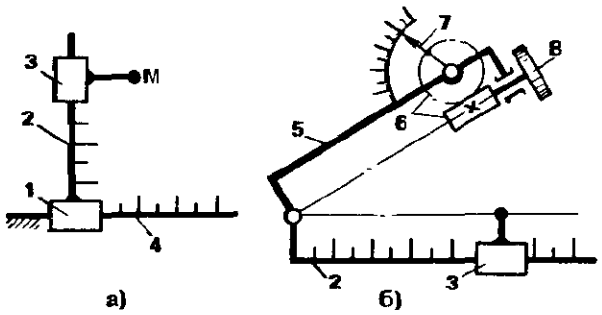
На сх. *а* представлена конхоида прямой линии *AP* (конхоида Никомеда). Для ее воспроизведения использован кулисно-ползунный четырехзвенный м. Ось качания кулисы *1* находится в начале координат *O*. Шатун *2* шарнирно соединен с ползуном *3*. Направляющая ползуна *3* параллельна линии *AP*, а ось шарнира звеньев *2* и *3* лежит на этой линии. Т. т. *K* и K_1, взятые на шатуне, имеют траекторию движения, совпадающую с конхоидой.



Для воспроизведения улитки Паскаля (сх. *б*) использован кривошипно-кулисный м. Кривошип *3* обеспечивает движение т. *B* по окружности. На этой же окружности установлен центр шарнира *O* кулисы *1*. Т. *Y* шатуна, взятые на одинаковом расстояния *a* от т. *B*, имеют траекторию, совпадающую с улиткой Паскаля.

В частном случае, когда $a = d$, где d — диаметр окружности, вычерчивается кардиоида. На сх. *б* кардиоиду характеризуют т. т. *M* и *N*, находящиеся на расстоянии *d* от т. *P*, лежащей на окружности. Кардиоида не имеет внутренней петли. Эта петля вырождается в т. *O*. Точки K_3 и K_4 движутся по траектории, соответствующей кардиоиде.

КООРДИНАТОГРАФ — устр. для измерения координат точек на плоскости.



К. для прямоугольных координат (сх. *а*) имеет два ползуна *1* и *3* на двух взаимно перпендикулярных линейках *4* и *2*. Координаты т. *M* считывают с этих линеек (при этом обычно используют нониус). К. для полярных координат (сх. *б*) имеет две линейки *2* и *5*, соединенные шарнирно между собой. На одной из них — ползун *3*, на другой — устр. для измерения дуги и перевода ее в угловые единицы измерения. Ролик *8* катится по плоскости и передает движение через червячную передачу *6* стрелке *7*. Угол измеряется при неподвижной линейке *2*.

КОПИРОВАЛЬНЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ М. – кулачковый м., воспроизводящий движение т. выходного звена по траектории, соответствующей профилю кулачка. Форма траектории может повторять профиль кулачка или может быть получена путем преобразования профиля по определенному закону.

На сх. *а* кулачок *1* неподвижен, по нему перекатывается ролик *4*, установленный на толкателе *2*, связанном поступательной парой с ползуном *3*. Т. *А* копирует траекторию движения центра ролика, которая является эквидистантой профиля кулачка.

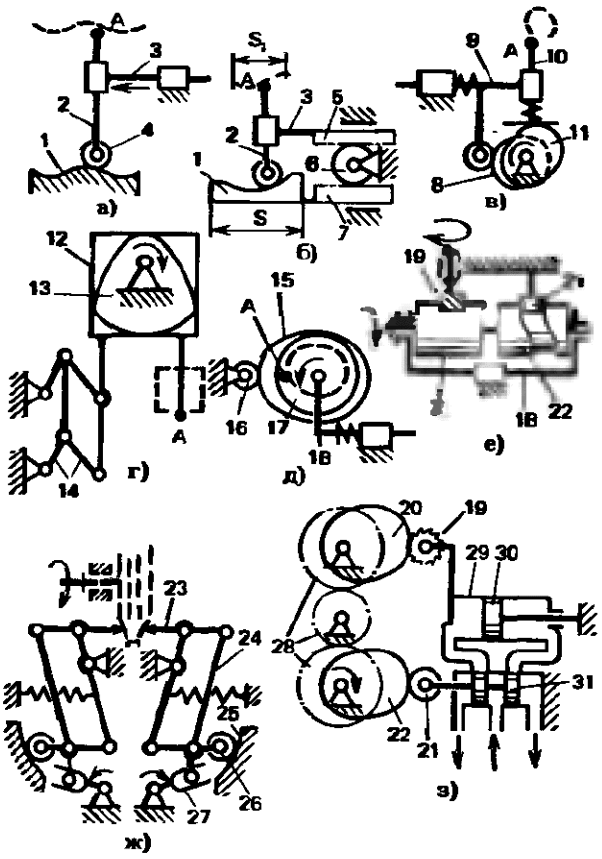
В сх. *б* кулачок *1* и ползун *3* связаны между собой зубчатым м. Кулачок соединен с рейкой *7*, зацепляющейся с зубчатым колесом *6*, которое одновременно зацепляется с рейкой *5*, соединенной с ползуном *3*. При вращении колеса *6* кулачок и ползун движутся в противоположные стороны. В неподвижной системе координат т. *А* опишет траекторию, сокращенную по длине в 2 раза по сравнению с длиной кулачка, т. е. $S = 2S_1$.

В сх. *в* два кулачка *8* и *11* на одном валу сообщают движение соответственно звеньям *9* и *10*. Звенья образуют между собой поступательную пару, а кроме того, звено *9* движется поступательно относительно стойки. Т. *А* описывает траекторию, являющуюся результатом сложения движений звеньев *10* и *9*.

В сх. *г* кулачок *13* имеет профиль в виде четырех дуг окружности: две дуги имеют центр, совпадающий с центром вращения кулачка, а две – центры в месте пересечения большей из дуг с квадратной рамкой *12*. Рамка *12* подвешена к стойке посредством сдвоенного параллелограмма-пантографа *14*. Т. *А* движется по траектории, соответствующей квадрату со сторонами, равными разности радиусов дуг, проведенных из центра вращения кулачка.

В сх. *д* диск *17* закреплен на кулачке *15*. При вращении кулачка ползун *18* все время прижимает его к ролику *16*. Неподвижная т. *А* вычертит на подвижном диске *17* заданную кривую.

В сх. *е* кулачок *22* закреплен на одном валу с заготовкой *20*. Кулачок *22* взаимодействует с роликом *21* и сообщает поступательное движение ползуну *18* вместе с заготовкой *20*. Фреза *19* образует на заготовке *20* профиль, соответствующий профилю паза кулачка *22*.



На сх. *жс* дан К. алмазной правки шлифовальных кругов. Инструмент *23* взаимодействует с неподвижным кулачком *25* посредством шарнирного м. *24* (см. *Айдограф*) и ролика *26*. Движение сообщается посредством кулисы *27*.

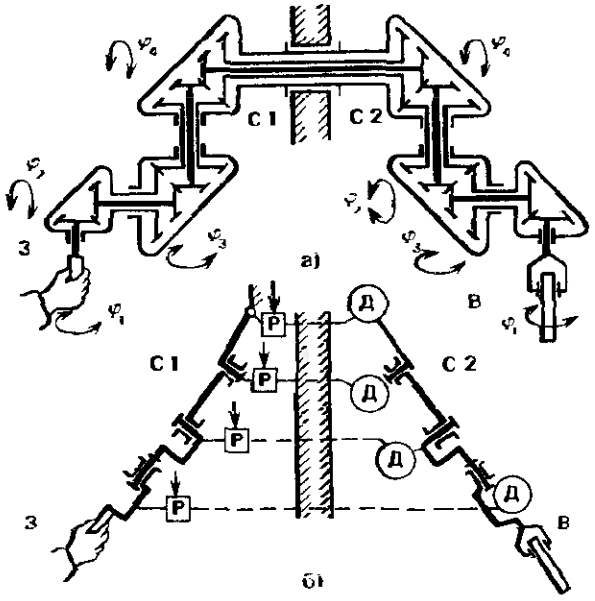
Сх. *з* отличается от рассмотренных (например, сх. *е*) тем, что между роликом *21* и фрезой *19* осуществлена гидравлическая связь в виде гидрораспределителя *31* и гидроцилиндра *29* с неподвижным поршнем *30*. Связь кулачка *22* с заготовкой *20* посредством зубчатого м. *28* эквивалентна установке их на одном валу (см. сх. *е*).

Кулачок *22* воздействует через ролик *21* на гидрораспределитель, управляющий поступлением жидкости в полости цилиндра *29*. Фреза движется вместе с цилиндром, повторяя движения ролика *21*, но при этом развиваются усилия,

необходимые для подачи фрезы при резании металла.

КОПИРОВАНИЯ МЕТОД – см. *Нарезание зубчатых колес.*

КОПИРУЮЩИЙ МАНИПУЛЯТОР – манипулятор, движение рабочего органа которого повторяет перемещение кисти руки оператора.



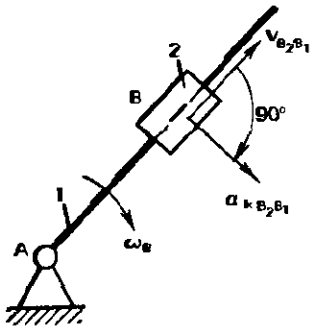
К. состоят из задающего *З*, исполнительного *В* м., расположенных обычно соответственно в средах *С1* и *С2*, допустимых и недопустимых для человеческого организма. Связь между задающим *З* и исполнительным *В* м. может быть механическая (сх. *а*), гидравлическая (сх. *б*), электрическая или пневматическая.

В сх. *а* используются конические зубчатые передачи, в сх. *б* – следящие системы (*Р – Д*). В первом случае усилия в задающем устр. передаются почти без изменения (если не учитывать КПД) исполнительному м. Передачу движения можно проследить по кинематической цепи на сх. *а* для каждого составляющего движения – углов поворота φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 (показан манипулятор с четырьмя степенями свободы).

В сх. *б* движения исполнительного м. обычно получают с усилением сигналов управления. Например, от шарниров м. *З* приводятся в движение распределители *Р* или выключатели гидро- или электросистемы, а шарниры устройства *В* приводятся от двигателей *Д*.

КОРИОЛИСОВА СИЛА ИНЕРЦИИ [по имени франц. математика и инженера Г. Кориолиса (G. Coriolis. 1792–1843)] – векторная величина (при рассмотрении движения материальной точки в неинерциальной системе отсчета), модуль которой равен произведению массы точки на модуль ее кориолисова ускорения, а направление противоположно этому ускорению. К. обусловлена влиянием вращения системы отсчета на относительное движение материальной точки. Это влияние выражается в том, что во вращающейся системе отсчета движущаяся материальная точка либо отклоняется в направлении, перпендикулярном к ее относительной скорости и угловой скорости вращения системы отсчета, либо оказывает давление на связь, препятствующую этому отклонению. К. вычисляют так: $\bar{F}_k = -m\bar{a}_k$, где m – масса материальной точки; $\bar{a}_k$ – кориолисово ускорение точки.

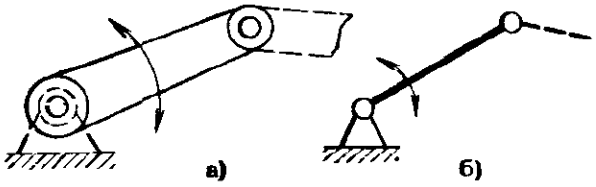
КОРИОЛИСОВО УСКОРЕНИЕ ТОЧКИ – составляющая абсолютного ускорения сложного движения точки,



равная удвоенному векторному произведению угловой скорости переносного движения на относительную скорость точки. К. обусловлено взаимным влиянием переносного и относительного движения точки на изменение вектора ее абсолютной скорости. К. определяют по формуле $\bar{a}_{kB_2B_1} = 2[\bar{\omega}_e, \bar{v}_{B_2B_1}]$, где $\bar{\omega}_e$ – переносная угловая скорость; $\bar{v}_{B_2B_1}$ – скорость точки B_2 звена *2* относительно точки B_1 звена *1*. Направление $\bar{a}_{kB_2B_1}$ получают, повернув вектор скорости $\bar{v}_{B_2B_1}$ на 90° в сторону поворота звена *2*. В механизмах $\bar{\omega}_e$ – угловая скорость кулисы.

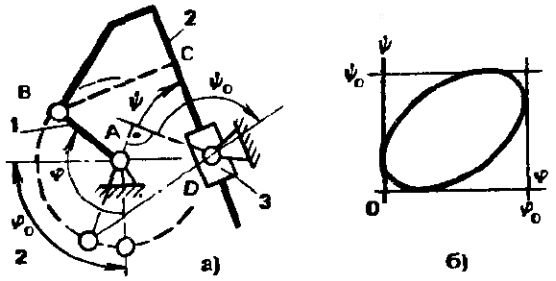
КОРОБКА ПЕРЕДАЧ – м., в котором ступенчатое изменение передаточного отношения осуществляется при переключении зубчатых передач, размещенных в отдельном корпусе (коробке) – см. *Многоскоростная зубчатая передача с неподвижными осями колес, Многоскоростная зубчатая планетарная передача.*

КОРОМЫСЛО – вращающееся звено м., которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси. Предназначено К. для совершения качательного движения в м.



К. выполняют в виде стержня (сх. *а*) с отверстиями или цапфами, посредством которых он образует со стойкой и подвижным звеном вращательные пары. Обозначение К. дано на сх. *б*.

КОРОМЫСЛОВО - КУЛИСНЫЙ М. – рычажный четырехзвенный м., в состав которого входят коромысло и кулиса.



К. (сх. *а*) служит для преобразования качательного движения входного звена (коромысла *1* или кулисы) в качательное движение выходного звена (кулисы *3* или коромысла). Коромысло и кулиса взаимодействуют посредством шатуна *2*.

К. имеет функцию положения м. (сх. *б*), связывающую угол поворота φ коромысла и угол поворота ψ кулисы. Она аналогична передаточной функции двухкоромыслового м. Особенностью К. является возможность размещения осей симметрии зон качания входного и выходного звеньев под углом, близким или равным 90°.

Условия существования м. следующие: $BC > AD - AB$, $AD > AB$.

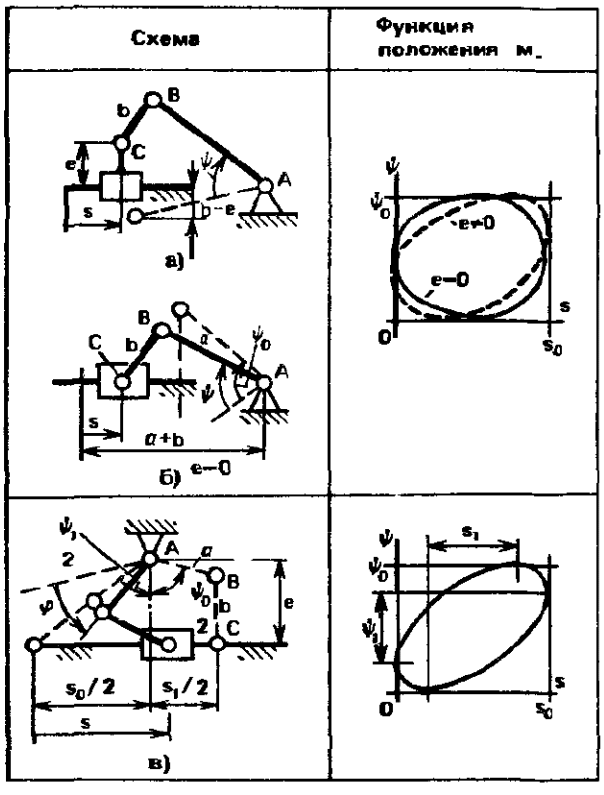
КОРОМЫСЛОВО - ПОЛЗУННЫЙ М. – рычажный четырехзвенный м., в состав которого входят коромысло и ползун.

К. служит для преобразования качательного движения коромысла *BC* в возвратно-поступательное движение ползуна и, наоборот, – возвратно-поступательного движения ползуна в качательное движение коромысла.

Характерная особенность К. – наличие двух положений выходного звена (ползуна или коромысла), соответствующих одному положению входного звена (коромысла или ползуна), кроме крайнего положения. В крайнем положении входного или выходного звена возможно только одно положение соответственно выходного или входного звена. Только принудительное задание направления движения звеньев в мертвых точках позволяет однозначно осуществлять приведенные передаточные функции.

Условия существования следующие: для сх. *а*, *б* $e < AB - BC$; $AB > BC$; для сх. *в* $|AB - BC| < e < AB + BC$.

Крайние положения т. *C* имеют место при расположении центров шарниров на одной прямой. Крайние положения ко-



ромысла характеризуются расположением центров шарниров шатуна на нормали к направлению движения ползуна. Крайние положения звеньев обозначены на схемах штриховыми линиями.

В сх. *а* коромысло *AB* качается в пределах удаления т. *B* от направляющей, проходящей через т. *A*, на расстояния $b + e$ и $b - e$.

Сх. *а* характеризуется функцией положения м. при $e \neq 0$. Функция положения м. представляет собой зависимость угла поворота коромысла ψ от перемещения ползуна *s*. Полный угол качания коромысла в одну сторону обозначен ψ_0, полный ход ползуна в одну сторону s_0.

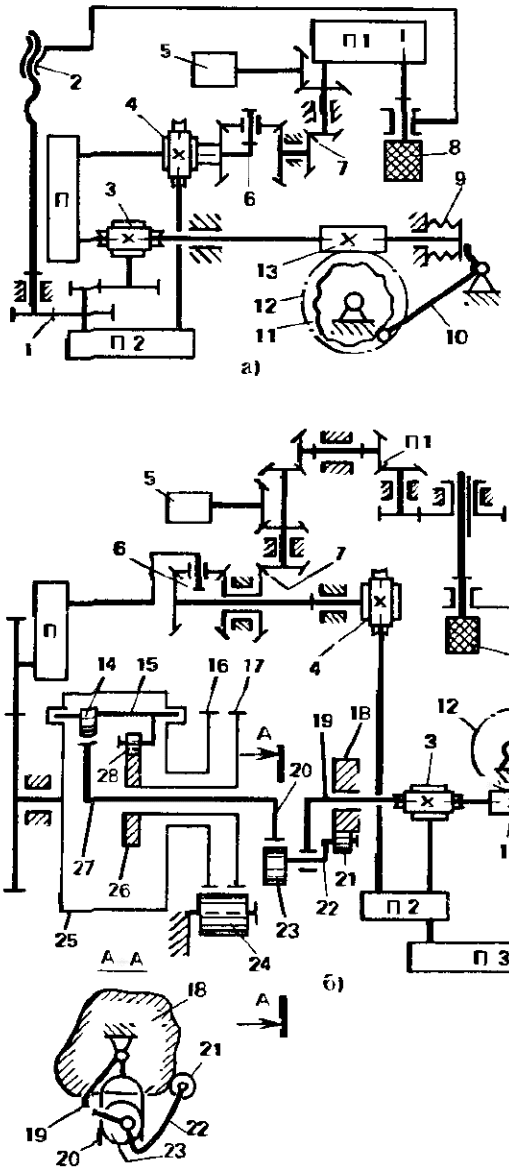
В сх. *б* ход ползуна ограничен крайними положениями т. *C* при удалении ее от т. *A* на расстояния $a + b$, $a - b$ и равен $2b$.

Наибольший размах коромысла имеет место при положении т. *C* на расстоянии от т. *A*, равном $\sqrt{a^2 - b^2}$. Угол размаха $\psi_0 = 2 \arcsin \frac{b}{a}$. Функция положения м. при $e = 0$ имеет симметричную форму.

В сх. *в* полный ход ползуна при движении в одном направлении $s_0 = 2\sqrt{(a + b)^2 - e^2}$, при этом угол размаха коромысла $\psi_1 = \arccos \frac{e}{a + b}$. Наибольший угол размаха коромысла $\psi_0 = \arccos \frac{e - b}{a}$, что соответствует ходу ползуна $s_1 = 2\sqrt{a^2 - (e - b)^2}$.

КОРРЕКТИРУЮЩИЙ М. ЗУБОФРЕЗЕРНОГО СТАНКА – устр., которое установлено в кинематической цепи, связывающей инструмент и стол станка, сообщает дополнительные движения столу и компенсирует движения, обусловленные ошибками кинематической цепи.

К. выполняют в виде кулачкового м. Кулачок *11* (сх. *а*) установлен на одном валу со столом и червячным колесом *12*, зацепляющимся с червяком *13*. Привод



стола осуществляется от двигателя *5* через передачу *7*, замкнутую передачу, содержащую дифференциальный м. *6*, зубчатый м. *П* со сменными колесами, червячную передачу *3*, зубчатый м. *П2* со сменными колесами и червячную передачу *4*. От замкнутой передачи ответвляется кинематическая цепь для поступательного перемещения инструмента *8*, включающая в себя зубчатую передачу *1* и винтовой м. *2*. От двигателя *5* приводится во вращение также инструмент *8* через зубчатую передачу *П1*. Таким образом, стол связан кинематической цепью с устр., обеспечивающими вращение и перемещение инструмента. Ошибки во всей кинематической цепи приводят к несогласованному движению стола по отношению к движению инструмента. Для исключения этой несогласованности установлен кулачок *11*. Профиль кулачка определен экспериментально для данного станка и соответствует дополнительным движениям, необходимым для компенса-

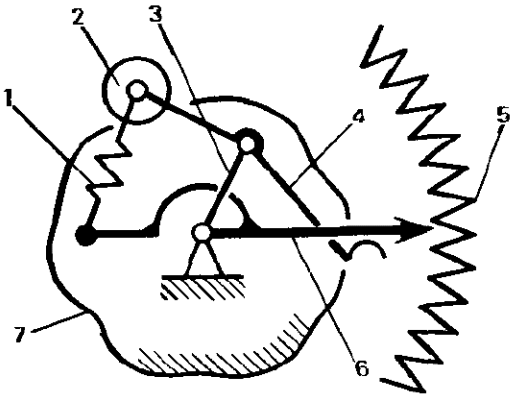
ции ошибок. Эти движения на стол передаются через штангу *10*, прижимаемую к кулачку пружиной *9*, червяк *13* и червячное колесо *12*. Штанга *10* сообщает червяку поступательное вдоль его оси движение, которое в червячной передаче преобразуется во вращательное движение стола. Червяк передачи *3* при этом не перемещается, а вал скользит вдоль него.

В сх. *б* К. включен в замкнутую передачу, содержащую дифференциальный м. *6*, зубчатый м. *П*, червячную передачу *3*, зубчатый м. *П2* и червячную передачу *4*. Он установлен между зубчатым м. *П* и червячной передачей *3*. Здесь так же, как в сх. *а*, вращение инструменту передается от двигателя *5* через зубчатый м. *П1*, а перемещение инструмента осуществляется посредством зубчатого м. *П3* и винтового м. *2*, ответвленных от замкнутой передачи.

К. представляет собой дифференциальный м. с двумя кулачками *26* и *18*. Первый компенсирует накопленную погрешность в кинематической цепи, а второй кулачок *18* неподвижен и компенсирует циклическую погрешность червячной передачи стола, содержащей червяк *13* и колесо *12*. При износе червячной передачи и увеличении погрешностей кулачок *18* заменяют, и точность поворота стола восстанавливается.

Работает К. следующим образом. Вращение передается на водило *25* и зубчатое колесо *16*. Колесо *16* передает движение через шестерню *24* колесу *17*. Число зубьев колеса *17* на один больше числа зубьев колеса *16*. За один оборот водила *25* колесо *17* повернется дополнительно на угол, соответствующий одному зубу. За один оборот стола или, что то же, колеса *12* водило *25* совершает число оборотов, равное числу зубьев колеса *16*, и кулачок *26* поворачивается на один оборот относительно водила *25*. Кулачок *26* сообщает корректирующее движение ролику *28* и через коромысло *15* — эксцентрику *14*. Движение от эксцентрика *14* передается кулисе *27*, выполненной так же, как кулиса *20*, и жестко связанной с ней. Эксцентрик *14* нужен для преобразования значительных перемещений ролика *28* в малые углы поворота кулисы *27*. От кулисы *20* движение передается эксцентрику *23*. Эксцентрик дополнительно поворачивается коромыслом *22* при обкатывании ролика *21* по кулачку *18*. Поворот эксцентрика *23* относительно кулисы *22* и движение кулисы *20* преобразуются в движение водила *19*, жестко связанное с червяком *13*. Таким образом, К. обеспечивает суммирование двух компенсирующих движений.

КОРРЕКТИРУЮЩИЙ М. ПОТЕНЦИОМЕТРА — устр., сообщающее дополнительное перемещение движку с контактом потенциометра, компенсирующее неравномерность распределения сопротивления по длине резистивной поверхности.



Применяют К. в точных приборах. Точно измеряют изменение сопротивления по длине резистивной поверхности *5* и в соответствии с этим законом изготавливают кулачок *7*. Ведущее звено *3* увлекает за собой рычаг *4* и движок с контактом *6*. Последние связаны между собой пружиной *1*. Ролик *2*, установленный на рычаге *4*, обкатывается по кулачку *7* и через рычаг *4* и пружину *1* передает корректирующее движение движку *6*.

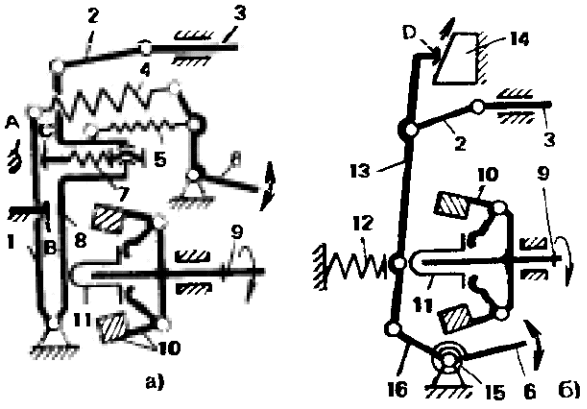
КОРРЕКТОР ВСЕРЕЖИМНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО РЕГУЛЯТОРА — устр. для изменения внешней характеристики двигателя внутреннего сгорания при перегрузках.

К. выполняют в виде подпружиненного упора *C* (сх. *а*) или в виде кулачка *14* (сх. *б*).

В сх. *а* от ведущего вала *9*, связанного с коленчатым валом двигателя, вращение передается грузам *10*. Грузы *10* под действием центробежных сил расходятся и перемещают ползун *11* в осевом направлении. Ползун *11* поворачивает промежуточный рычаг *8*, взаимодействующий через тягу *2* со звеном *3* управления топливным насосом. Диапазон регулирования частоты вращения задается от рычага *6* через пружину *4* и основной рычаг *1*. При этом основной рычаг *1* взаимодействует с промежуточным рычагом *8* через упор *C*, поджатый пружиной *7*. Упоры *A* и *B* ограничивают перемещение основного рычага. Пружина *5* обеспечивает перемещение рычага *8* при контакте рычага *1* с упором *B* в режиме запуска двигателя. Принцип действия К. заключается в следующем. При положении рычага *1* в крайнем правом положении при режиме наибольшей подачи топлива перегрузки двигателя приводят к снижению частоты вращения и уменьшению приведенной силы инерции грузов *10*. При этом пружина *7* сообщает звену управления *3* дополнительное движение в сторону увеличения подачи.

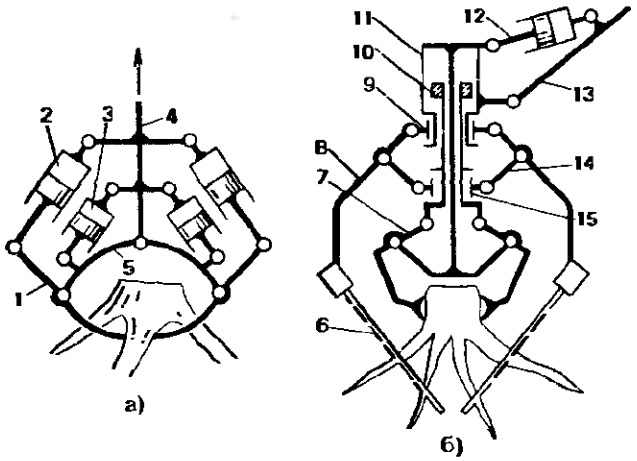
В сх. *б* диапазон регулирования задается поворотом рычага *6*, взаимодействующего через спиральную пружину *15* и рычаг *16* с коромыслом *13*, которое поджато к ползуну регулятора *11* пружиной *12*. Опора коромысла *D* скользит по кулачку *14*.

Принцип действия К. следующий. Снижение частоты вращения при перегрузках двигателя приводит к перемещению ползуна *11* вправо. Опора *D* коромысла *13* перемещается по кулачку *14* в направлении, показанном стрелкой, и смещается, таким образом, вправо. Эта величина смещения и определяет дополнительное перемещение звена *3* в сторону увеличения подачи топлива.



КОРЧЕВАТЕЛЯ М. (с. х.) – устр. для захвата и вырывания пней.

В сх. *а* захватные рычаги *1* связаны через коромысла *5* и гидроцилиндры *2* с траверсой *4*, подвешенной к грузоподъемному устр. Наклон коромысла *5* осуществляется гидроцилиндром *3*. Положение захватного рычага определяется действием обоих гидроцилиндров. Коромысло *5*, гидроцилиндр *3* и траверса *4* (стойка) образуют кулисно-коромысловый м. К нему присоединена структурная группа II класса, содержащая звенья гидроцилиндра *2*.



Сх. *б* отличается от сх. *а* более широкими функциональными возможностями. К. по этой сх. имеет захватные рычаги *7*, приводимые в действие поршнем *10* гидроцилиндра *11*. Кроме того, имеются устр. *6* для отрезания корней. Они подвешены на рычагах *8*, присоединенных шарнирно к кольцу *9* и через звенья *14* к кольцу *15*. Режущие устр. *6* ориентируются в зависимости от осевого перемещения кольца *15* и поршня *10*. Вся подвеска режущих устр., содержащая звенья *9*, *8*, *14*, *15*, может вращаться относительно оси гидроцилиндра *11*.

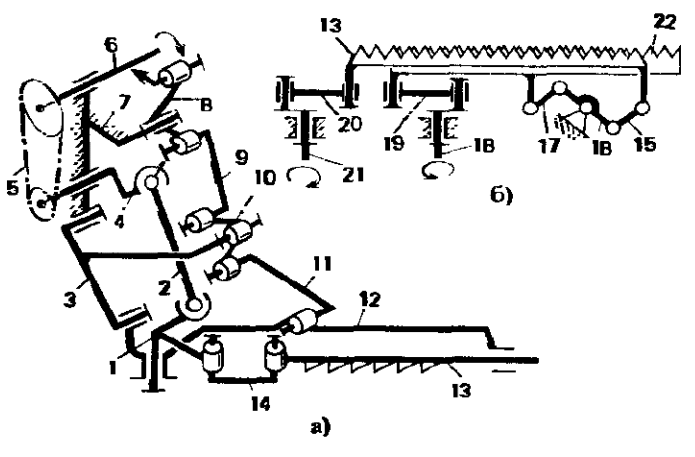
Гидроцилиндр *11* шарнирно соединен со стрелкой *13* грузоподъемного устр. Наклон К. осуществляют гидроцилиндром *12*.

КОСИЛКИ М. – устр. для подъема и опускания режущего аппарата и сообщения возвратно-поступательного движения ножу.

Пальцевый брус *12* присоединен к раме машины *7* посредством многозвенного двухконтурного плоского шарнирного м. Изменение наклона и подъем бруса осуществляются рычагом *8*, который посредством тяги *9* соединен с рычагом *10*, а рычаг *10* тягой *11* соединен с брусом. Рычаг *10* шарнирно связан со звеном *3*, которое имеет шарнирное соединение бруса *12* с рамой *7*. Нож *13* приводится в движение от вала *6*. Через цепную передачу *5* движение передается кривошипу *4*. Далее через шатун *2*, рычаг *1* и шатун *14* оно преобразуется в возвратно-поступательное движение ножа *13*. Звенья *4*, *2* и *1* образуют пространственный м. Роль стойки в этом м. выполняют звенья *7*, *3* и *12*, которые также могут изменять свое относительное положение.

В сх. *б* режущие элементы *13* и *22* совершают возвратно-поступательные встречные движения. Привод осуществляется от двух кривошипных валов *21* и *18* через шатуны *20* и *19*. Валы вращаются в разные стороны. Режущие элементы соединены между собой через тягу *15*, равноплечий рычаг *16* и тягу *17*. Такое соединение обеспечивает встречное движение звеньев *12* и *13*.

В данном примере использовано два ортогонально расположенных плоских м., которые в совокупности образуют пространственный поступательно-прямолинейный направляющий м. для двух звеньев. М. имеет одну степень свободы, т. е. для передачи движения достаточен один ведущий вал, но в этом случае будут иметь место большие углы давления в шарнирах одного из шатунов, и, кроме того, оси шарниров тяг *17* и *15* будут нагружены значительными изгибающими моментами, что будет иметь место также при рассогласованности вращения валов *18* и *21*.

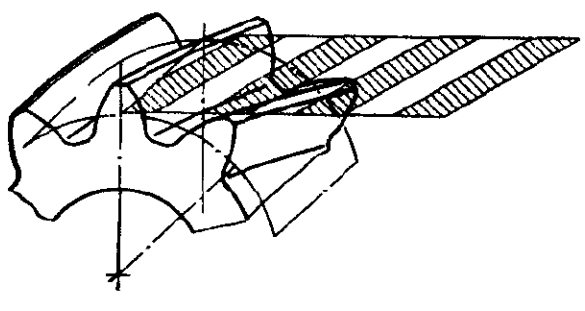


КОСОЗУБАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА (КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА) – зубчатая передача, составленная из косозубых цилиндрических зубчатых колес.

К. имеет более высокую несущую способность по сравнению с прямозубой цилиндрической передачей благодаря большему приведенному радиусу кривизны контактирующих зубьев, осевому перекрытию зубьев (см. *Осевого перекрытия коэффициент*) и форме зубьев, обеспечивающей большую изгибную прочность. Плавность работы К. также выше вследствие осевого перекрытия зубьев.

При работе К. возникает, однако, дополнительное скольжение зубьев, что очень незначительно снижает КПД, и появляется осевая составляющая силы в зацеплении, которую необходимо воспринимать элементами опор. (см. *Реакция в кинематической паре*).

КОСОЗУБОЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – цилиндрическое зубчатое колесо с косыми зубьями, теоретические линии которых эквидистантны и на развертке соосной ци-



линдрической поверхности являются параллельными прямыми.

Из К. составляют косозубую цилиндрическую передачу.

КОСОЙ ЗУБ – винтовой зуб, теоретическая линия которого является частью винтовой линии постоянного шага на цилиндрической поверхности (см. также *Зуб*).

КОЭФФИЦИЕНТ ДВИЖЕНИЯ – см. *Мальтийский м.*

КОЭФФИЦИЕНТ ИЗМЕНЕНИЯ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА – отношение средних скоростей выходного звена за время его движения в прямом и обратном направлениях.

КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ М. – отношение разности максимального и минимального значений обобщенной скорости м. к его средней скорости за один цикл установившегося движения: $\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_c$, где $\omega_c = (\omega_{max} + \omega_{min})/2$.

Допускается, например, для насосов $\delta = 1/5 \div 1/30$, для двигателей внутреннего сгорания $\delta = 1/80 \div 1/150$ и т. п.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (КПД) – безразмерная величина η, показывающая, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в устр.

Для м. определяют К. за цикл установившегося движения. К. при этом можно вычислить как отношение мощности на выходном звене P_2 к мощности на входном звене P_1 при условии, что принимаются мощности, средние за цикл установившегося движения: $\eta = P_2/P_1$. При равномерном движении входного и выходного звеньев К. может быть определен как отношение сил или моментов на выходном (F_2, T_2) и входном (F_1, T_1) звеньях с учетом передаточного отношения i_{1-2}

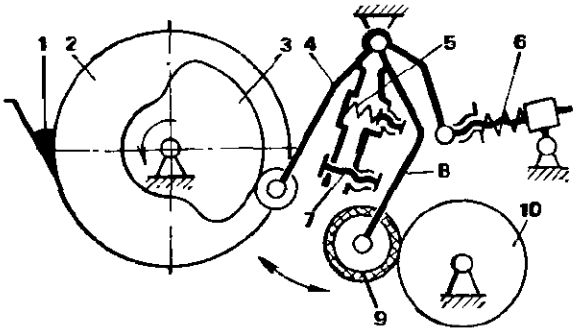
$$\eta = \left| \frac{F_2}{F_1 i_{1-2}} \right| = \left| \frac{T_2}{T_1 i_{1-2}} \right|.$$

КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ ИСХОДНОГО КОНТУРА – см. *Смещение исходного контура.*

КРАЙНЕЕ ПОЛОЖЕНИЕ ЗВЕНА – положение звена, из которого оно может двигаться только в одном направлении.

КРАЙНЕЕ ПОЛОЖЕНИЕ М. – положение м., при котором хотя бы одно звено м. занимает крайнее положение.

КРАСКОПИТАЮЩИЙ М. (полиграф.) – устр. для подачи краски на раскатный цилиндр и равномерного ее распределения.

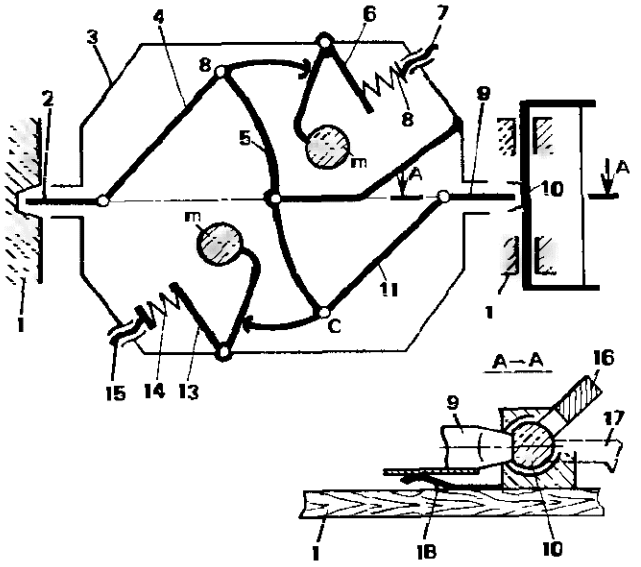


Краска *1* распределяется по поверхности цилиндра *2* при его вращении. Кулачок *3* жестко соединен с цилиндром *2* и вращается вместе с ним. Кулачок воздействует на коромысло *4*, которое соединено с коромыслом *8*. При качании коромысла *8* передаточный валик *9* поочередно прижимается к цилиндру *2* и раскатному цилиндру *10*, перенося и распределяя краску. Силовое замыкание используемого кулачкового м. осуществляется пружиной *6*. Относительное положение коромысел *4* и *8* регулируется винтом *7* и упругим элементом *5*.

КРЕПЕЖНАЯ ДЕТАЛЬ – деталь для жесткого скрепления элементов машин и м.: болт, винт, шпилька, гайка, заклепка и т. п.

КРЕПЛЕНИЕ ДЛЯ ГОРНЫХ ЛЫЖ – устр. для крепления обуви к лыже, обеспечивающее саморасцепление при перегрузках.

Корпус *3*, прикрепленный к подошве ботинка, установлен на лыже *1* и зафиксирован на ней передним *2* и задним *9* штырями. Штыри в гнездах удерживаются под действием пружин *8* и *14*, давление которых передается через коромысла *6* и *13* на рычаг *5* и далее через звенья *4* и *11* на штыри *2* и *9* соответственно. На коромыслах *6* и *13* уста-



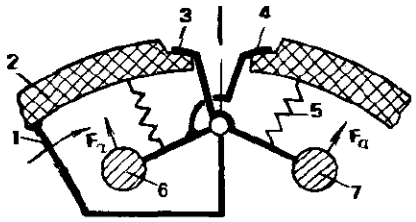
новлены грузы массой *m*. Степень сжатия пружины *8* и *14* регулируется винтами *7* и *15* соответственно. Положение шарниров *B* и *C* также может быть перемещено вдоль рычага *5*. Благодаря регулировкам добиваются определенного соотношения сил инерции грузов массой *m*, установленных на рычагах, при боковых или продольных ускорениях. Рабочему усилию скошенных стенок гнезд на штыри *2* и *9* противодействуют силы инерции грузов массой *m* и сопротивление пружин *8* и *14*. При условии превышения рабочим усилием противодействующих сил штыри *2* и *9* выходят из гнезд и устр. расцепляется.

Для надевания лыжи заводят штырь *2* в гнездо, а затем, опуская ботинок, надавливают на педаль *16* и поворачивают прикрепленный к ней кулачок *10*, приводя его в положение, показанное на схеме. Штырь *9* заскакивает в гнездо.

Для снятия лыжи нажимают на педаль *16*. При этом поворачивается кулачок *10* и выталкивает штырь *9* из гнезда. Под действием пружины *18* поднимается педаль *16*, прикрепленная к кулачку *10*, и выталкивает ботинок. Одновременно с поворотом кулачка *10* опустится в снег стопор *17* и удержит лыжу от самопроизвольного движения.

КРЕПЛЕНИЯ СТЕРЕОТИПА М. (полиграф.) – устр. для прижатия стереотипа к поверхности формного барабана.

Прижимы *3* и *4* зажимают концы стереотипа *2* благодаря упругости пружин *5*. На концах прижимов установлены грузы *6* и *7*. Силы инерции F_a

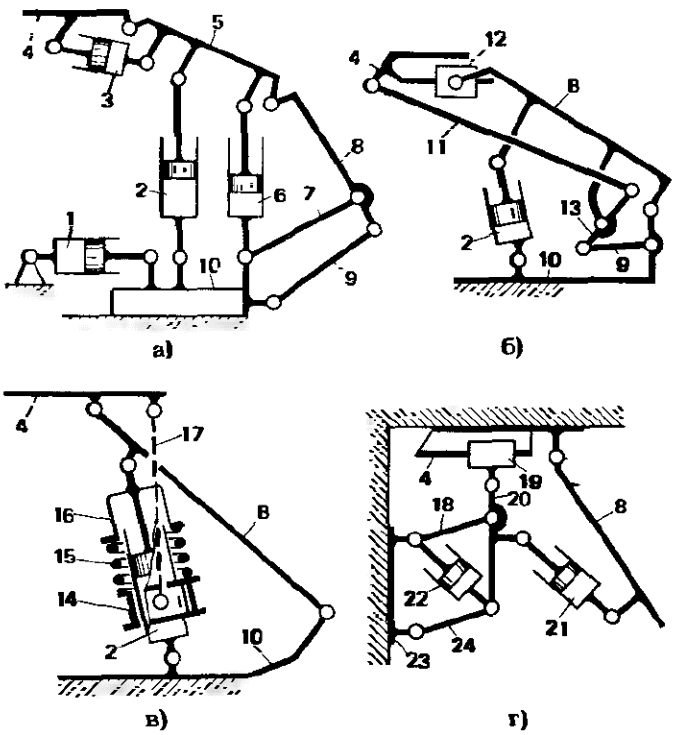


обеспечивают увеличение силы прижатия стереотипов к поверхности барабана *1* при его вращении.

КРЕПЬ МЕХАНИЗИРОВАННАЯ (горн.) – устр. для управления горным давлением, поддержания кровли в рабочем пространстве лавы и ограждения его от проникновения обрушающихся пород кровли.

К. (сх. *а*) смонтирована на перемещаемой с помощью гидроцилиндра *1* раме *10*. Ограждающее перекрытие *8* соединено с рамой посредством двухкоромыслового четырехзвенного м. (звенья *7*, *8*, *9*, *10*). Перекрытие *8* шарнирно соединено с поддерживающим перекрытием *5*, а то, в свою очередь, – с козырьком *4*. Расположение козырька *4* относительно перекрытия *5* задается гидроцилиндром *3*. Положение перекрытий *5* и *8* задается гидроцилиндрами *2* и *6*.

В сх. *б* ограждающее перекрытие *8* приводится посредством гидроцилинд-



ра *2*, шарнирно соединенного с рамой *10*. Поддерживающий козырек *4* при изменении наклона перекрытия *8* прижимается к кровле и совершает поступательное движение относительно звена *12*, шарнирно соединенного с перекрытием *8*. Поступательное движение необходимо для предотвращения скольжения козырька по поверхности кровли. При изменении наклона звена *8* козырек *4* на определенном участке совершает поступательное вертикальное перемещение благодаря его связи с рамой *10* с помощью звеньев *11*, *13* и *9*.

В сх. *в* перекрытие *8* соединено с основанием *10* и гидроцилиндром *2* так же, как в сх. *б*. Козырек *4* шарнирно связан с перекрытием *8* и тросом *17*, соединенным со скользящей втулкой *14* на корпусе гидроцилиндра *2*. Между штоком *16* и втулкой *14* установлена пружина *15*.

Данный м. позволяет иметь замкнутую систему сил, которая обусловливает их взаимозависимость. Так, уменьшение угла наклона звена *8* приводит к перемещению штока *16* вниз и передаче усилия через пружину *15*, втулку *14* и трос *17* на козырек *4*. Козырек при этом стремится повернуться против часовой стрелки, а следовательно, увеличивается реакция в шарнире. В общем же м. позволяет сохранить постоянство усилия прижатия козырька к кровле при изменении наклона перекрытия.

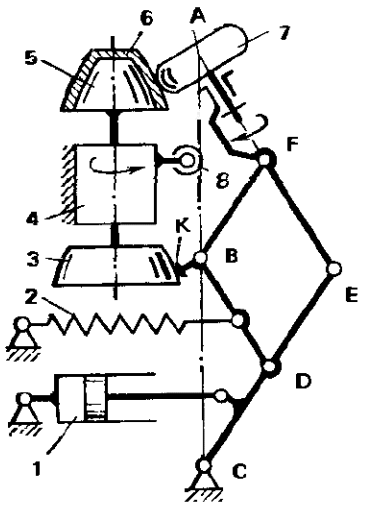
На сх. *г* – часть К., соединенная шарнирно с перекрытием *8* и поступательной парой с козырьком *4*, обеспечивающая прижатие щита *23* к стенке забоя.

Звенья *18*, *20*, *24* и *23* представляют собой параллелограмм, основания которого *20* и *23* раздвигаются гидроцилиндром *22*. Перемещается параллелограмм гидроцилиндром *21*. При наклоне стенки щит *23* самоустанавливается благодаря шарнирному соединению звена *22* с ползуном *19*, скользящим вдоль козырька *4*.

КРЕСТОВАЯ МУФТА – см. *Двухкулисный м.*

КРИВОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ – механическое движение, характеризующееся кривой траекторией.

КРИВОЛИНЕЙНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ ОБРАБОТКА – процесс, обеспечивающий перемещение инструмента по заданной траектории для воспроизведения поверхности вращаемого изделия.



Для осуществления процесса обработки обычно используют копировальный кулачковый м.

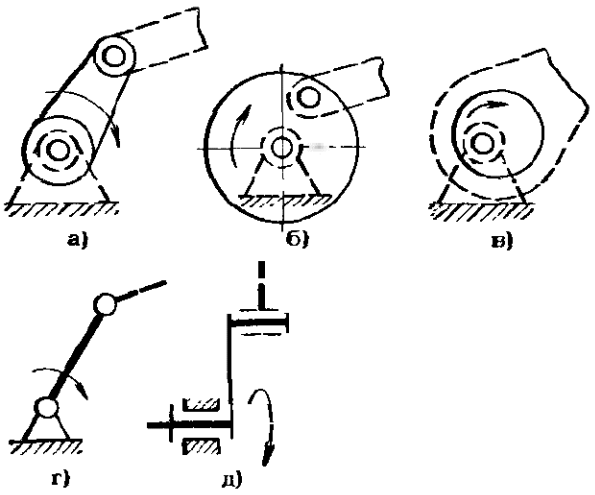
Изделие *6* обрабатывают вращающимся инструментом *7*, центр которого расположен в т. *A* пантографа Сильвестра. Пантограф выполнен в виде параллелограмма *BFED* с опорой в т. *C*. Точки *A*, *B* и *C* лежат на одной прямой.

К звену *BD* присоединен щуп, который контактирует в т. *K* с кулачком *3*. Инструмент воспроизводит заданную поверхность изделия *6*, копируя профиль кулачка *3* в определенном масштабе. Изделие *6* установлено на оправке *5*. Оправка *5* и кулачок *3* приводятся во вращение двигателем *4* и вращаются с одинаковой угловой скоростью. Силовое замыкание м. обеспечивается пружиной *2*.

Перемещение звеньев осуществляется гидроцилиндром *1*. Он сообщает качательное движение коромыслу *CE*, благодаря чему щуп скользит вдоль образующей кулачка, а инструмент перемещается вдоль образующей воспроизводимой поверхности.

По окончании цикла гидроцилиндр отводит коромысло *EC* влево настолько, что звено *EF* упирается в ролик *8* и инструмент отводится от изделия.

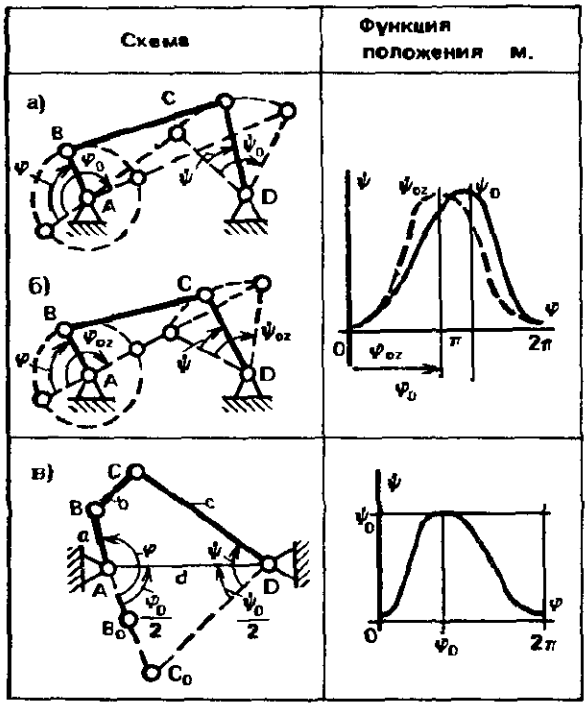
КРИВОШИП – вращающееся звено шарнирного или рычажного м., которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси. Конструктивно К. выполняют в виде детали с двумя отверстиями или цапфами – элементами вращательных цилиндрических пар (сх. *а*). Одна из пар в плоском м. может быть сферической для компенсации перекосов осей звеньев. В пространственном м. пару, в состав которой входят два подвижных звена, обычно выполняют сферической.



К. конструктивно совмещают с маховиком или колесом (сх. *б*), а также выполняют в виде эксцентрика (сх. *в*) или коленчатого вала (сх. *д*).

Условные обозначения К. даны на сх. *г* и *д*.

КРИВОШИПНО - КОРОМЫСЛОВЫЙ М. – шарнирный четырехзвенный м., в состав которого входят кривошип и коромысло.



К. служит для преобразования вращательного движения кривошипа *AB* в качательное движение коромысла *CD* или наоборот – качательного движения коромысла во вращательное движение кривошипа.

Кривошип *AB* соединен с коромыслом *CD* посредством шатуна *BC*. Функция положения м. связывает угол качания коромысла ψ с углом поворота кривошипа φ. За один оборот кривошипа коромысло поворачивается на угол ψ_0 в одну сторону и на такой же угол в другую сторону.

В общем виде К. дан на сх. *а*. При качании коромысла от одного крайнего положения до другого кривошип поворачивается на угол $\varphi_0 \neq 180°$.

В сх. *б* размеры звеньев подобраны таким образом, что за половину оборота кривошипа φ_{0z} коромысло совершает полное качание ψ_{0z} в одну сторону. Функция положения при этом имеет симметричный вид. Условия существования сх. *а*, *б* следующие:

$$AB < BC;\ AB + BC < CD + AD;$$

$$BC - AB > AD - CD.$$

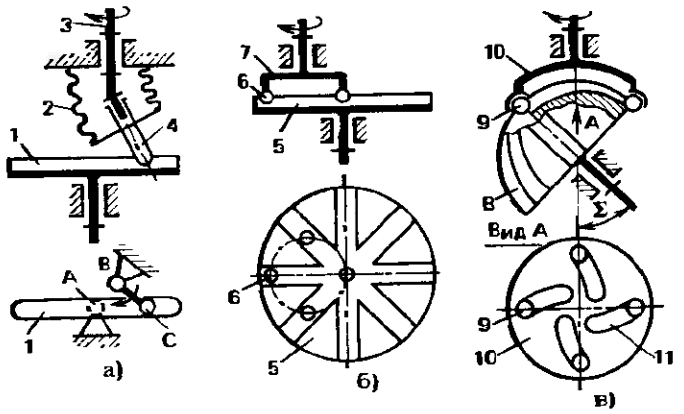
В сх. *в* коромысло *CD* совершает симметричные качания относительно линии, соединяющей т. *A*, *D*. Это достигается при условиях $a = b$, $c = d$. Сх. *в* позволяет получать большое различие в углах поворота кривошипа при качании коромысла в одну и другую сторону.

Во всех сх. крайние положения коромысла получаются при расположении шарниров кривошипа и шатуна на одной линии.

КРИВОШИПНО-КУЛИСНОГО М. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ – варианты конструктивных решений кривошипно-кулисного м. при неизменной кинематической схеме.

На сх. *а*, *б*, *в* – К. для преобразования параметров вращательного движения.

На сх. *а* м. для передачи движения через герметичную стенку. Входное звено – кривошип *3* соединен вращательной парой с наконечником *4*, который сколь-



зит в пазу выходного звена – кулисы *1*. Наконечник *4* соединен со стойкой сильфоном *2*, обеспечивающим герметичность стенки, разделяющей две среды. В такой сх. при выполнении условия $AB = BC$ отношение угловых скоростей звеньев *3* и *1* постоянно и равно двум, но когда т. т. *A* и *C* совпадают, отсутствует возможность передачи момента на звено *1*, так как плечо силы равно нулю.

Сх. *б* лишена указанного недостатка. В ней несколько жестко соединенных кривошипов *7* взаимодействуют своими наконечниками *6* (шарами) с несколькими радиальными пазами выходного звена *5*.

На сх. *в* – пространственный кривошипно-кулисный м., у которого ось входного звена – кривошипа *10* расположена под углом к оси выходного звена – сферической кулисы *8*. Пазы на звене *8* – радиальные. С ними взаимодействуют шары *9*, расположенные в спиральных пазах *11* кривошипа *10*.

При уменьшении угла Σ шары *9* перемещаются по спиральным пазам ближе к оси вращения кривошипа. При этом сохраняется постоянное передаточное отношение, равное двум. Обязательным условием этого является пересечение траектории движения шара *9* оси вращения звена *8*.

КРИВОШИПНО-КУЛИСНЫЙ М. – рычажный четырехзвенный м., в состав которого входят кривошип и кулиса.

К. служит для передачи и преобразования вращательного движения кривошипа *1* во вращательное (сх. *а*, *б*, *в*) или качательное (сх. *г*, *д*) движение кулисы *3* и, наоборот, движения кулисы во вращение кривошипа.

Кулиса *BC* имеет направляющую для перемещения шатуна *2* – промежуточного звена м. Ось направляющей в общем случае проходит от центра опоры *C* на расстоянии *e* (сх. *а*, *г*), в частных случаях она проходит через т. *C* (сх. *б*, *в*, *д*).

Зависимость угла поворота кулисы ψ от угла поворота кривошипа φ характеризует функция положения м.

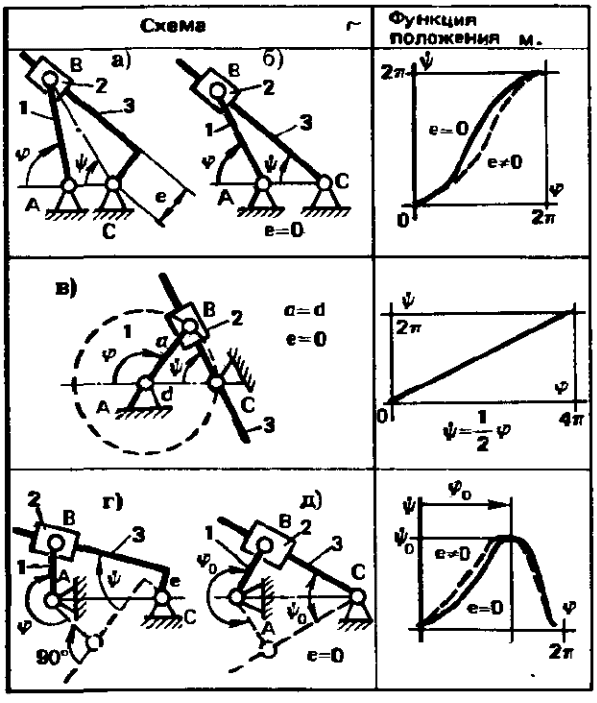
Условия существования К. следующие:

1) сх. *а* $e < AB - AC$, $AB > AC$,
2) сх. *б* $e = 0$, $AB > AC$,
3) сх. *в* $e = 0$, $AB = AC$,
4) сх. *г* $e < AC - AB$, $AC > AB$,
5) сх. *д* $e = 0$, $AC > AB$.

Сх. *а* и *б* позволяют получать неравномерное вращение кулисы при равномерном вращении кривошипа. Степень неравномерности зависит от величины *e* и соотношения длин других звеньев. За один оборот кривошипа кулиса поворачивается на один оборот.

Сх. *в* позволяет преобразовывать вращение кривошипа во вращение кулисы. Передаточное отношение м. постоянно. За каждые два оборота кривошипа кулиса поворачивается на один оборот.

Сх. *г* и *д* позволяют получать качательное движение кулисы при вращательном



движении кривошипа. Полное качание кулисы в одну сторону соответствует углу поворота кривошипа φ_0, который существенно больше угла поворота, соответствующего движению кулисы в противоположную сторону. Это свойство используется, в частности, для получения медленного рабочего хода и быстрого холостого хода при примерно равномерном вращении кривошипа.

Сх. *д* используется наиболее широко в строгальных, долбежных станках, упаковочных автоматах и др. машинах.

Зависимость углов поворота звеньев сх. *д* от параметров м. следующая:

$$\psi_0 = 2\arcsin\frac{AB}{AC};$$

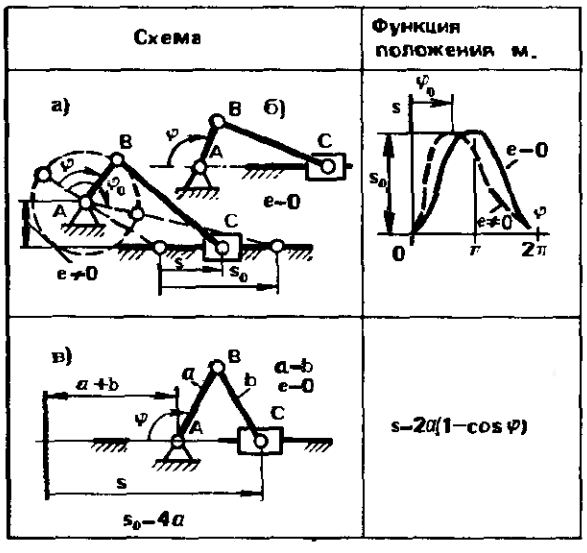
$$\varphi_0 = 2\arccos\frac{AB}{AC};$$

$$\psi = \frac{\psi_0}{2} - \operatorname{arctg}\frac{AB\sin(\varphi_0/2-\varphi)}{AC + AB\cos(\varphi_0/2-\varphi)}.$$

КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ М. – рычажный четырехзвенный м., в состав которого входят кривошип и ползун.

К. служит для преобразования вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна или, наоборот, возвратно-поступательного движения ползуна во вращательное движение кривошипа.

К. имеет звенья: кривошип AB, шатун BC, ползун, шарнирно соединенный с шатуном в т. C, и неподвижную направляющую ползуна. Условия существования К. следующие: $AB \leqslant BC$, $e < BC - AB$.



В общем виде (сх. *а*) направляющая отстоит от опоры A на расстоянии e. В частных случаях (сх. *б*, *в*) ось ее проходит через центр опоры A, т. е. $e = 0$.

Крайние т. хода ползуна получаются, когда центры шарниров кривошипа и шатуна располагаются на одной линии. На сх. *а* эти положения звеньев показаны штриховыми линиями. Кривошип при движении ползуна вправо повернется на угол $\varphi_0 < 180°$.

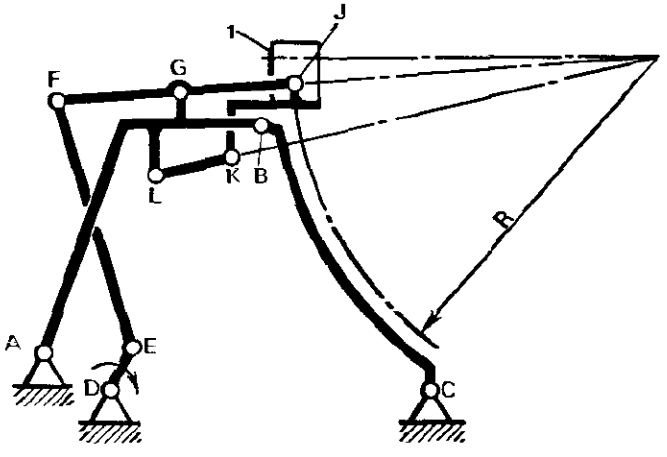
В сх. *б* и *в* углы поворота кривошипа при движении ползуна в одну и другую сторону одинаковы. Перемещение s т. C в зависимости от угла поворота кривошипа φ характеризуется функцией положения м. Полный ход в одну сторону обозначен s_0. Передаточная функция имеет симметричный вид при $e = 0$. Асимметричную функцию при $e \neq 0$ получают, когда требуется, например, обеспечить медленное движение ползуна в одну сторону и быстрое – в другую.

К. используют очень широко в двигателях внутреннего сгорания, гидрообъемных машинах, прессах и др. устр.

Сх. *в* характеризуется движением т. C по косинусоидальному закону относительно т. A (см. также *Синусный м.*).

КРИВОШИПНЫЙ ВАЛ – см. *Вал.*

КРИСТАЛЛИЗАТОРА М. (металлург.) – устр. для сообщения качания кристаллизатору машины непрерывного литья.

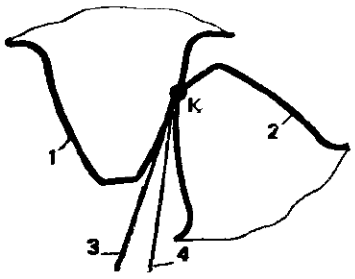


Кристаллизатор *1* машины непрерывного литья радиального типа связан с помощью двухкоромыслового м. *GJKL* с наклонным звеном *AB* и рамой *BC* элементов зоны вторичного охлаждения. Звенья *AB* и *BC* шарнирно связаны между собой и со стойкой. Они образуют ферму. Их взаимные перемещения обусловлены лишь температурными деформациями.

Качание кристаллизатора осуществляется коромыслом *FJ*, которое соединено с входным кривошипом *DE* с помощью шатуна *EF*. Благодаря описанной сх. расположения кристаллизатора изменение длины звена *BC* и других звеньев в результате нагрева не приводит к перемещению кристаллизатора относительно технологической линии (штрихпунктирной линии радиусом *R* на сх.).

КРОМКА ЗУБА – см. *Зуб.*

КРОМОЧНЫЙ КОНТАКТ ЗУБЬЕВ – точечный или линейный контакт зубьев зубчатых колес передачи при отсутствии общей касательной плоскости. На сх. касательная *3* к поверхности зуба *1* в т. *K* не совпадает с касательной *4* к поверхности зуба *2* в той же т.

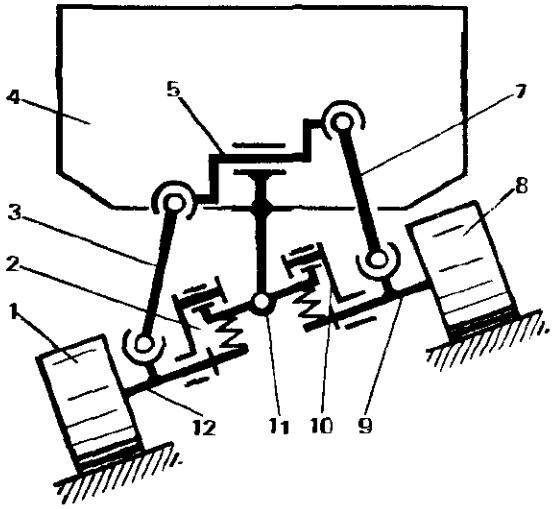


Обычно К. возникает при взаимодействии продольной кромки зуба или кромки притупленного зуба одного колеса с боковой поверхностью зуба другого зубчатого колеса передачи. К. возникает при погрешностях изготовления, деформации или износе элементов передачи.

К. сопровождается снижением несущей способности передачи.

КРУГ ТРЕНИЯ – см. *Трение.*

КРУТОСКЛОННОГО ТРАКТОРА М. (с. х.) – устр., обеспечивающее горизонтальное положение корпуса трактора при его перемещении вдоль крутого склона.



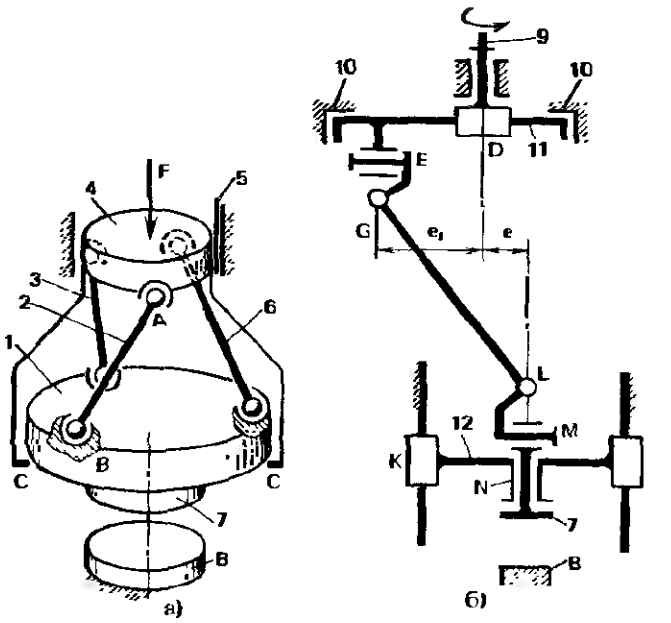
Корпус *4* шарнирно соединен с рамой *11*, которая с помощью подвесок *2* и *10* соединена с гусеничными тележками *12* и *9* соответственно. Гусеничные тележки связаны между собой и с корпусом *4* пространственным м. (звенья *3*, *5*, *7*, *4* и *11*), обеспечивающим горизонтальное положение корпуса при движении гусениц *1* и *8* вдоль склона. Достигается это поворотом кривошипа *5* таким образом, что корпус *4* поворачивается относительно рамы *11* и удерживается в таком положении шатунами *3* и *7*.

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ – см. *Момент крутящий.*

КРУЧЕНИЕ – вид деформации, характеризующийся взаимным поворотом поперечных сечений стержня, вала и т. д. под влиянием моментов сил (пар сил), действующих в этих сечениях.

КРУЧЕНИЯ М. (металлург.) – устр. для сообщения поковке кроме сжимающего усилия крутящего момента.

Ползун *4* (сх. *а*) перемещают по направляющей корпуса пресса *5*. До соприкосновения с поковкой ползун *1* удерживается упорами *C*, обеспечивающими начальный угол наклона стоек *2*, *3* и *6*. При соприкосновении с поковкой усилие через наклонные стойки *2*, *3* и *6*, соединенные с ползунами *4* и *1* сферическими парами, передается ползуну *1* и связанному с ним инструменту *7*. Поковка зажимается между инструментами *7* и *8*. При последующем давлении в направлении $\bar{F}$, поскольку ползун *4* не вращается, начинает поворачиваться ползун *1* и



через инструмент 7 скручивает поковку. Соотношение силы $\bar{F}$ и крутящего момента определяется наклоном стоек 2, 3 и 6. Он может регулироваться, например, перемещением в вертикальном направлении упоров С. Реактивный момент воспринимается направляющей 5.

В сх. *б* использован восьмизвенный пространственный м. Вращение ведущего вала 9 преобразуется во вращение и поступательное перемещение инструмента 7 относительно неподвижного инструмента 8.

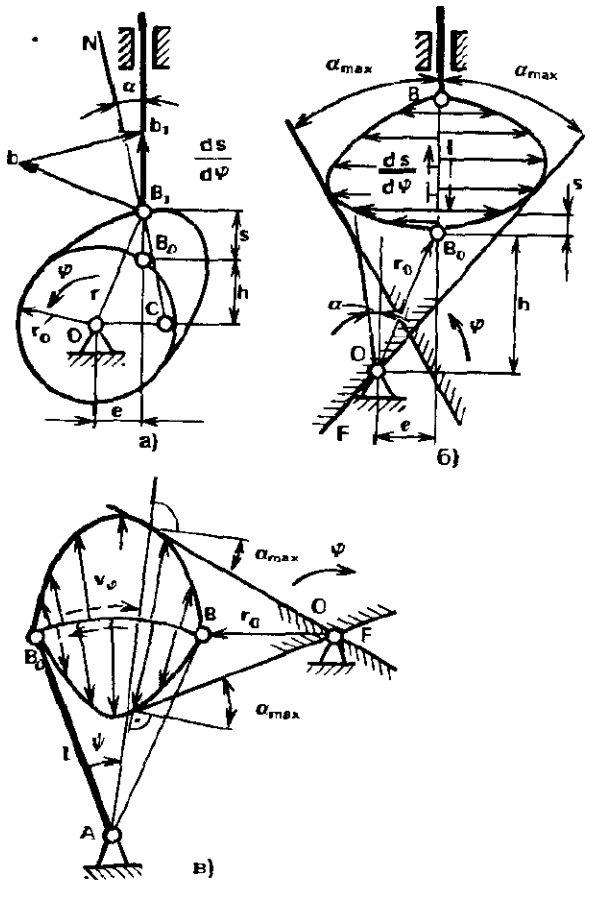
Вал 9 соединен поступательной парой *D* со звеном 11. Звено 11 связано с инструментом 7 карданной передачей, содержащей промежуточные звенья *EG*, *GL*, *LM*. Оси вращательных пар *E* и *G*, *L* и *M* перекрещиваются под прямым углом, а оси пар *E* и *M*, *G* и *L* параллельны.

Инструмент 7 связан вращательной парой *N* с ползуном 12, перемещаемым вдоль направляющей корпуса станка, с которой он соединен поступательной парой *K*.

В данной сх. параметры движения инструмента (соотношения поступательного движения и вращения) определяются величинами эксцентриситетов e и e_1. Причем e_1 изменяют, регулируя положение звена 11 перемещением кольцевого упора 10. Через упор 10 воспринимается также осевая составляющая реакции со стороны поковки, сжимаемой инструментами 7 и 8.

КУЛАЧКА ВЫБОР РАЗМЕРОВ – определение координат оси вращения кулачка относительно выходного звена, обеспечивающее изменение угла давления в допустимых пределах. Угол давления α должен быть меньше α_{max} – допустимой величины. Если $\alpha > \alpha_{max}$, могут быть значительные потери на трение, вплоть до самоторможения, недопустимый изгиб толкателя и т. п. Допустимая величина α_{max} для движения удаления (фазы подъема) толкателя или коромысла при ведущем кулачке на 2ρ (где ρ – угол трения) меньше допустимого угла для движения приближения (фазы опускания) толкателя или коромысла, так как в первом случае реакция кулачка на толкатель отклоняется на угол ρ в сторону увеличения угла давления, а во втором случае – в сторону уменьшения.

Определяют размеры кулачка, исходя из следующих соображений. На сх. *а* обозначены: s – путь т. B толкателя; $ds/d\varphi$ – аналог скорости точки в том же масштабе, что и путь; φ – угол поворота

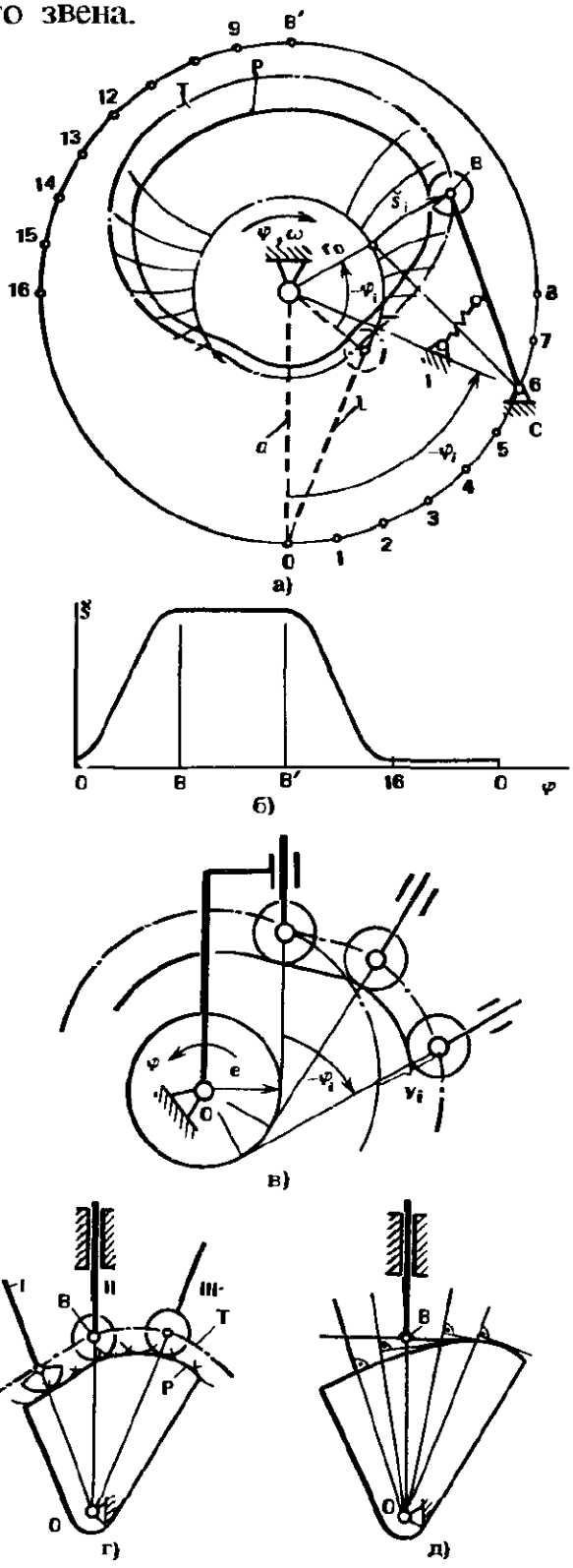


кулачка; bB_1 – аналог скорости т. B_1 кулачка. План аналогов скоростей B_1bb_1 равен $\triangle OB_1C$, так как стороны треугольников взаимно перпендикулярны, а $bB_1 = r$ (скорость т. B_1, принадлежащей кулачку, $v_{B1} = r\dfrac{d\varphi}{dt}$, а ее аналог равен $v_{B1}\dfrac{dt}{d\varphi}$, т. е. r). Повернув план на 90° в сторону противоположную вращению кулачка φ, можно совместить его с $\triangle OB_1C$. Используя эту особенность, строят на отрезке движения конца толкателя B_0B графики изменения $ds/d\varphi$ (сх. *б*). При движении толкателя вверх (см. штриховую стрелку слева от B_0B) и принятом направлении φ график строят слева, при движении толкателя вниз – график строят справа. В любой точке положения толкателя можно определить угол α, как показано на сх. *б*. Проведя линии, касательные к графикам, под углом α_{max} к направлению движения толкателя, получим область F, в которой можно располагать центр вращения кулачка и при этом иметь $\alpha \leqslant \alpha_{max}$. Принимая, например, положение центра вращения O на одной из линий, определяют минимальный радиус кулачка r_0 и координаты h и e, характеризующие положение точки O относительно B_0.

Для м. с коромыслом (сх. *в*) строят на дуге B_0B повернутые на 90° аналоги скорости $v_\varphi = \dfrac{d\psi}{d\varphi}l$, где ψ – угол поворота коромысла; φ – угол поворота кулачка; l – длина коромысла AB. При этом масштабные коэффициенты аналогов и перемещений (а также размеров звеньев) выбирают одинаковыми. Штриховыми стрелками показано движение т. B (при движении вправо график v_φ строят вверху линии B_0B, при движении влево – внизу линии BB_0). Проводят линии к повернутым аналогам под углом α_{max} и определяют зону F допустимого расположения центра вращения кулачка O. На сх. *в* показан предельный случай расположения точки O, при котором $\alpha = \alpha_{max}$. При этом получен минимальный радиус кулачка r_0.

Построения на сх. *б* и *в* даны для случая реверсивного вращения кулачка при силовом замыкании. Для нереверсивного м. условие $\alpha < \alpha_{max}$ выполняют только для фазы подъема. При геометрическом замыкании данное построение ведут для фаз движения, когда угол давления увеличивается на угол трения.

КУЛАЧКА ПОСТРОЕНИЕ – графическое определение профиля кулачка по заданному закону движения выходного звена.



Профиль кулачка строят, используя метод обращения движения (см. *Обращения движения метод*). Для этого кулачок мысленно останавливают, а движение сообщают выходному звену относительно центра вращения кулачка. Угол поворота φ_i задают равным углу поворота кулачка с обратным знаком.

На сх. *а* – построение кулачка м. с качающимся коромыслом. Центру *C* поворота коромысла задают последовательно положения *0*, *1*, *2*, *3* и т. д. Построение начинают от начального положения, определяемого минимальным радиусом кулачка r_0, расстоянием *a* и длиной коромысла *l*, обозначенного на сх. *а* штриховыми линиями.

В каждом положении откладывают дугу *s*, соответствующую функции положения м. на сх. *б*. Получают теоретический профиль кулачка *T* – траекторию центра ролика *B*.

Точки *0*, *1*, *2*, ..., *8* характеризуют фазу подъема – удаления т. *B* от центра *O*, т. *8*, ..., *8′* – фазу верхнего выстоя, т. *8′*, ..., *16* – фазу опускания – приближения т. *B* к центру *O*, т. *16*, ..., 0 – фазу нижнего выстоя.

После построения линии *T* определяют рабочий профиль кулачка *P*, как эквидистанту теоретического профиля *T*.

На сх. *в* показано К. для кулачкового м. с толкателем, смещенным относительно центра вращения кулачка на величину *e*. В каждом положении толкателя откладывают величину его перемещения y_i, соответствующую углу поворота кулачка φ_i.

На сх. *г* показано построение профиля *P*, эквидистантного траектории центра ролика *T* (положение *II*). Профиль не изменится, если толкатель будет иметь грибовидный (положение *I*) или шаровидный (положение *III*) наконечник, при условии, что центры кривизны наконечников совпадают с центром ролика.

На сх. *д* показано К. для м. с плоским толкателем. Профиль кулачка здесь представляет собой огибающую положений толкателя, построенных в соответствии с заданной функцией положения.

КУЛАЧКА РАСЧЕТ – расчет координат профиля кулачка по заданному закону движения выходного звена.

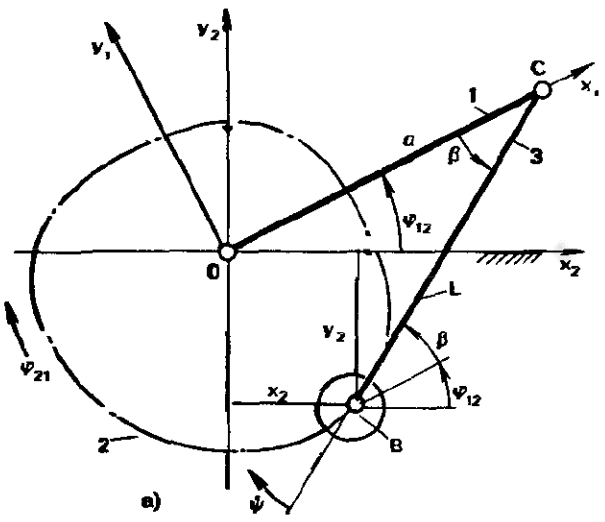
Расчет кулачка ведут, используя метод обращения движения (см. *Обращения движения метод*). Систему координат x_2y_2, связанную с кулачком, делают неподвижной, а поворачивают систему координат x_1y_1, связанную с центрами поворота кулачка *2* и коромысла *3* (сх. *а*) или с направляющей *1* толкателя (сх. *б*).

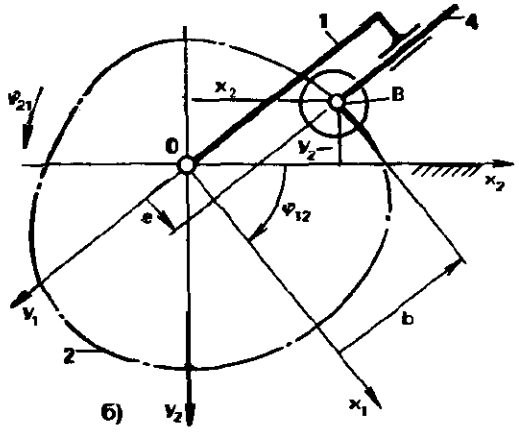
Для кулачкового м. с качающимся коромыслом *3* (сх. *а*) координаты центра ролика *B*

$$x_2 = a\cos\varphi_{12} - l\cos(\varphi_{12} + \beta),$$

$$y_2 = a\sin\varphi_{12} - l\sin(\varphi_{12} + \beta).$$

Здесь *a* – расстояние от центра *O* поворота кулачка до центра *C* поворота коромысла; *l* – длина коромысла, φ_{12} – угол поворота стойки *1* относительно кулачка *2*, $\varphi_{12} = -\varphi_{21}$, где φ_{21} – угол





поворота кулачка; β – угол поворота коромысла от оси x_1, соответствующий углу φ_{21} и определяемый из заданной функции положения м.

Для кулачкового м. с толкателем *4* (сх. *б*) координаты центра ролика *B*

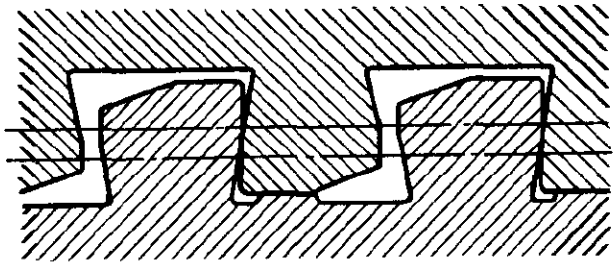
$$x_2 = e\cos\varphi_{12} - b\sin\varphi_{12},$$

$$y_2 = e\sin\varphi_{12} + b\cos\varphi_{12},$$

где e – эксцентриситет расположения толкателя; b – расстояние т. *B* от оси x_1, соответствующее углу поворота $\varphi_{21} = -\varphi_{12}$ и определяемое из заданной функции положения.

Задавая через определенный шаг φ_{12}, определяют координаты x_2, y_2, соответствующие профилю кулачка.

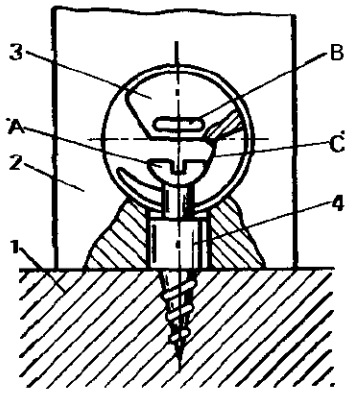
КУЛАЧКОВАЯ СЦЕПНАЯ МУФТА – сцепная муфта, имеющая взаимодействующие выступы на соединяемых деталях. Обычно выступы выполняют на торцовых поверхностях деталей и вводят их во взаимодействие осевым относительным перемещением деталей.



Для предотвращения самопроизвольного выключения К. рабочие участки выступов делают наклонными к направлению передачи усилия. Для облегчения включения кулачки выполняют со скосами. К. применяют для соединения звеньев, вращающихся с малой относительной скоростью или при остановках.

КУЛАЧКОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ – разъемное неподвижное соединение деталей при помощи кулачка.

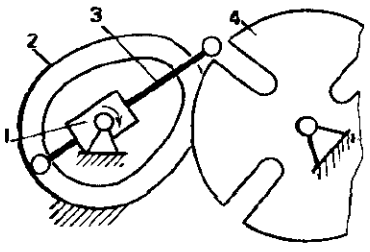
К. используют в случаях, когда требуется быстро стягивать соединяемые детали. На сх. – К., в котором кулачок имеет криволинейные рабочие поверхности. Шуруп *4* предварительно вворачивают в деталь *1*, затем приставляют деталь *2*. В отверстие детали *2* вставляют кулачок *3* таким образом, что при повороте его по часовой стрелке поверхность *C* взаимодействует с головкой *A* шурупа и плотно прижимает деталь *2* к детали *1*.



Прорезь *B* служит для установки инструмента, с помощью которого проворачивают кулачок. Для исключения самопроизвольного проворота обеспечивают условие самоторможения при выборе профиля кулачка.

КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТЫЙ М. – см. *Зубчато-кулачковый м.*

КУЛАЧКОВО-МАЛЬТИЙСКИЙ М. – устр., содержащее параллельно соединенные кулачковый и мальтийский м. и преобразующее непрерывное вращательное движение входного звена в одностороннее прерывистое движение выходного звена с плавным изменением его скорости.

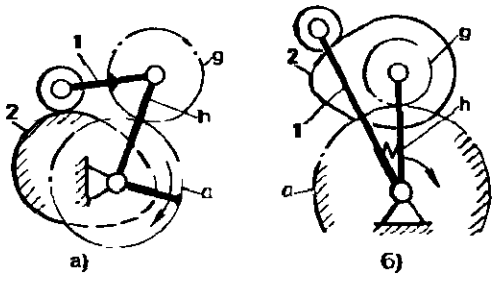


Входное звено – кулиса *1* совершает вращательное движение. Шатун *3* движется относительно кулисы возвратно-поступательно вследствие его взаимодействия с неподвижным кулачком *2*. Шатун *3* зацепляется посредством цевки с выходным звеном *4*, имеющим радиальные пазы. Профиль кулачка выбирают таким, чтобы скорость цевки при входе ее в паз в направлении, перпендикулярном пазу, возрастала от нуля до заданной величины.

Применяют К. в станках-автоматах и автоматических линиях.

КУЛАЧКОВО-ПЛАНЕТАРНЫЙ М. – устр., содержащее планетарный зубчатый м. и кулачковый м., одно из звеньев которого соединено с сателлитом планетарного м. Предназначены К. для получения изменяемого по определенному закону передаточного отношения.

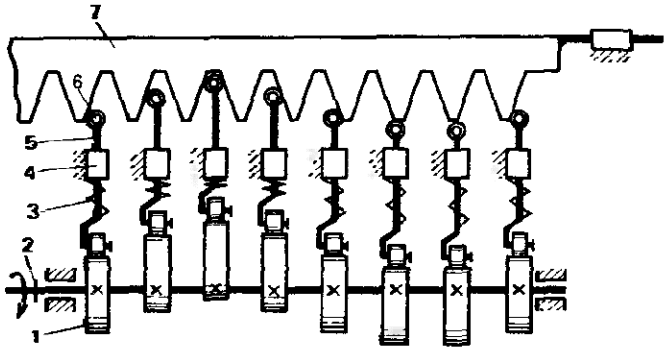
В сх. *а* штанга *1* жестко соединена с сателлитом *g*, в сх. *б* кулачок *2* жестко соединен с сателлитом. При вращении колеса *a* (сх. *а*) с постоянной скоростью ω_a водило *h* вращается с переменной скоростью ω_h, вычисляемой из уравнения $\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_g - \omega_h} = -\frac{z_g}{z_a}$, где ω_g – угловая скорость сателлита, обусловленная профилем кулачка *2*; z_g и z_a – числа зубьев соответственно колес *g* и *a*.



При вращении водила *h* с постоянной скоростью ω_h (сх. *б*), когда $\omega_a = 0$, $\omega_g - \omega_h \simeq \frac{z_a}{z_g}\omega_h$. В зависимости от $\omega_g - \omega_h$ и профиля кулачка вычисляют угловую скорость отклонения штанги *1* относительно водила *h*. Угловая скорость штанги *1* равна сумме полученной величины и ω_h. Возможны и другие схемы К. на основе известных схем планетарных м.

КУЛАЧКОВО-РЕЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – м. для преобразования вращательного движения в поступательное за счет перемещения ряда толкателей кулачкового м., взаимодействующих с зубчатой рейкой. К. наз. также волновой реечной передачей.

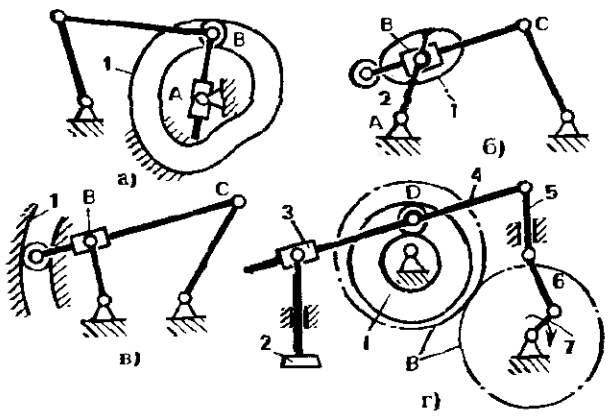
На ведущем валу *2* установлен ряд одинаковых кулачков *1*. Каждый последующий кулачок смещен по фазе относительно предыдущего на одинаковый угол.



Кулачок *1* перемещает толкатель *5* в направляющих *4*. Силовое замыкание м. осуществляется пружиной *3*. Толкатель *5* через ролик *6* взаимодействует с зубом рейки *7*. Ролики нескольких толкателей, взаимодействуя с зубьями рейки, перемещают ее за один оборот вала *2* на разность шага рейки и шага размещения толкателей. Количество толкателей выбирают из условия получения в любой момент не менее одной контактирующей пары «зуб – ролик», передающей нагрузку.

Чтобы количество контактирующих рабочих пар в процессе вращения вала оставалось постоянным, количество толкателей выбирают равным отношению шага рейки к разности шагов, если шаг размещения толкателей больше шага рейки.

КУЛАЧКОВО-РЫЧАЖНЫЙ М. – устр., представляющее собой соединение рычажных м. с кулачковыми м.



Соединения могут быть последовательные и параллельные. Обычно под К. понимают параллельные соединения. Используют К. для изменения в процессе движения длин звеньев рычажных м. и соответственно получения заданных за-

конов движения и улучшения характеристик.

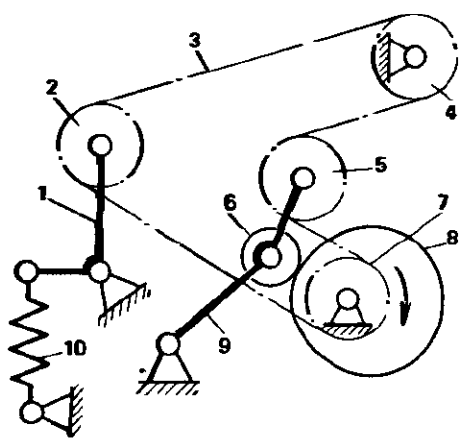
В сх. *а* кулачок *1* соединен со стойкой. Изменяется длина кривошипа *AB* (или коромысла).

В сх. *б* кулачок *2* закреплен на кривошипе *AB*. Изменяется длина шатуна *BC*.

В сх. *в* также изменяется длина шатуна *BC*, но кулачок *1* соединен со стойкой.

На сх. *г* – пример использования К. в долбежном станке. Долбяк *2* приводится от кривошипа *7* через шатун *6*, ползун *5*, кулису *4* и ползун *3*. Звенья *7*, *6*, *5* образуют вместе со стойкой кривошипно-ползунный м., звенья *4*, *3*, *2* образуют кулисно-ползунный м. с двумя степенями свободы. С кривошипом *7* через зубчатую пару *8* связан кулачок *1*, который в процессе качания кулисы *4* перемещает опору *D*. Ход долбяка *2* представляет собой результат суммирования движения ползуна *5* и движения т. *D*, преобразованных в движение долбяка *2*. Профиль кулачка выбран таким, чтобы обеспечивать также необходимое горизонтальное перемещение т. *D*. Для компенсации такого перемещения (исключения избыточной связи) шарнирная опора *D* может быть связана с кулисой *4* дополнительной поступательной парой.

КУЛАЧКОВО-ЦЕПНОЙ М. – устр., содержащее параллельно соединенные кулачковый м. и цепную передачу. Предназначен для получения изменяемого по определенному закону передаточного отношения цепной передачи.



Входное звено – звездочка *7* взаимодействует с выходным звеном – звездочкой *4* посредством цепи *3*. Цепь огибает звездочку *5*, установленную на коромысле *9*. Коромысло *9* взаимодействует с кулачком *8* посредством ролика *6*. Кулачок и звездочка *7* установлены на одном валу. При качании коромысла звездочка *5* сообщает дополнительные линейные перемещения участку цепи, огибающей звездочку *4*. Вследствие этого звездочка *4* вращается по определенному закону. Поскольку цепь практически нерастяжима, то компенсирует эти дополнительные перемещения цепи звездочка *2*, установленная на рычаге *1*, соединенном со стойкой пружиной *10*.

КУЛАЧКОВЫЙ ВАЛ – см. *Вал*.

КУЛАЧКОВЫЙ М. – м., в состав которого входит кулачок. Кулачок *2* имеет рабочую поверхность переменной кривизны и образует с взаимодействующим с ним звеном *1* высшую пару (сх. *а*).

Задавая соответствующий профиль кулачку, можно очень легко получить любой закон движения взаимодействующего звена. В этом существенная особенность К.

К. позволяет преобразовывать вращательное движение кулачка *3* в качательное движение коромысла *4* (сх. *б*) или в поступательное движение толкателя *5* (сх. *в*), поступательное движение кулачка – в качательное движение коромысла (сх. *г*) или в поступательное движение толкателя (сх. *д*).

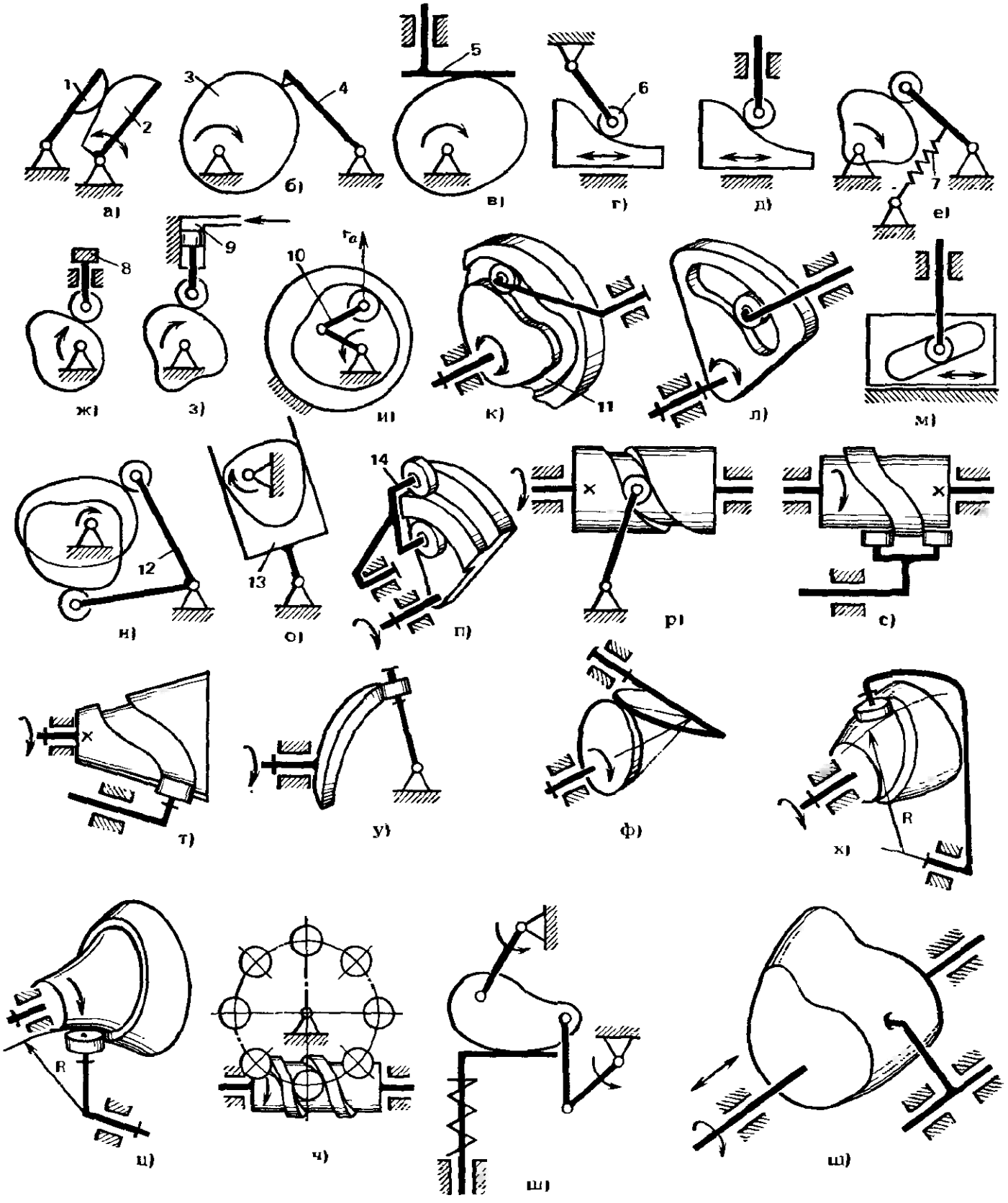
Толкатель или коромысло может непосредственно контактировать с кулачком и иметь при этом криволинейный участок (сх. *а*), заостренный наконечник (сх. *б*) или плоскую рабочую поверхность (сх. *в*), а может также иметь на конце ролик *6* (сх. *г*), что позволяет уменьшить потери энергии на трение в К.

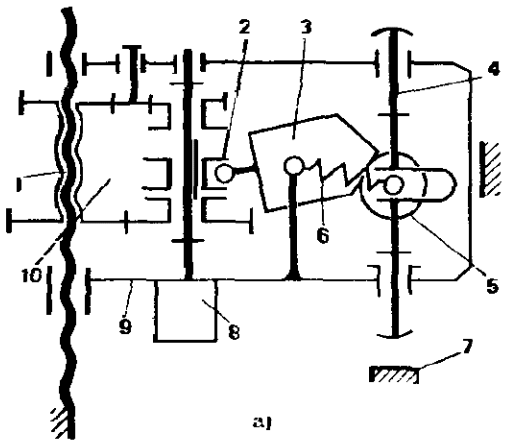
К. бывает плоским (сх. *а*–*п*) или пространственным (сх. *р*–*ч*). В первом случае т. кулачка и взаимодействующего с ним звена совершает плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Во втором случае это условие не выполняется.

Для обеспечения непрерывного контакта звеньев в К. применяют силовое замыкание (сх. *е—и*) и геометрическое замыкание (сх. *к—у*).

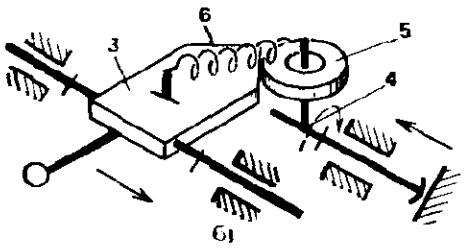
При силовом замыкании звенья прижимаются друг к другу пружиной *7* (сх. *е*), силой тяжести груза *8* (сх. *ж*), давлением жидкости в гидроцилиндре *9* (сх. *з*), силой инерции $\bar{F}_a$ (сх. *и*). В сх. *и* коромысло *10* состоит из двух шарнирно соединенных деталей.

При геометрическом замыкании непрерывность взаимодействия обусловлена геометрией звеньев. В сх. *к* ролик располагается в пазу *11*. Паз может быть в виде кольца (сх. *к*) или в виде ограниченного участка (сх. *л*, *м*). В сх. *н* коромысло *12* имеет два ролика, взаи-





а)



б)

модействующие с двумя расположенными в параллельных плоскостях кулачками. В сх. *о* коромысло выполнено в виде вилки *13*, охватывающей кулачок с двух сторон. В сх. *п* коромысло *14* имеет два ролика, которые охватывают с двух сторон выступ на поверхности кулачка.

Пространственный К. может иметь те же схемы замыкания, что и плоский К., например, ролик расположен в пазу (сх. *р*) или два ролика охватывают выступ кулачка (сх. *с*).

Пространственный К. имеет цилиндрический (сх. *р*, *с*), конический (сх. *т*), сферический (сх. *у*, *ф*) или глобоидный (сх. *х*, *ц*) кулачок. Глобоидный кулачок представляет собой тело вращения с образующей радиуса *R*. В пространственном К. возможны различные сочетания схемы замыкания, конструкции коромысла или толкателя и подобных элементов, используемых в плоском К.

При многократном повторении элементов кулачка и взаимодействующего с ним звена получается К. для изменения параметров вращательного движения (сх. *ч*) или преобразования вращательного движения в поступательное (см., например, *Цевочное зацепление*, сх. *в*).

К. на сх. *а*—*ч* характеризуются одной степенью свободы. У плоского К. на сх. *ш* кулачок приводится в движение двумя ведущими звеньями, т. е. обладает двумя степенями свободы. На сх. *щ* — пространственный К., у которого положение коромысла задается поворотом кулачка и перемещением его вдоль оси вращения.

В машинах и м. используют и др. разновидности К. (см., например, *Многооборотный кулачковый м.*, *Спиральный кулачок*, *Регулируемый кулачок*).

КУЛАЧКОВЫЙ ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ — устр. для перевода звена из одного положения в другое и фиксации положения с помощью кулачкового м.

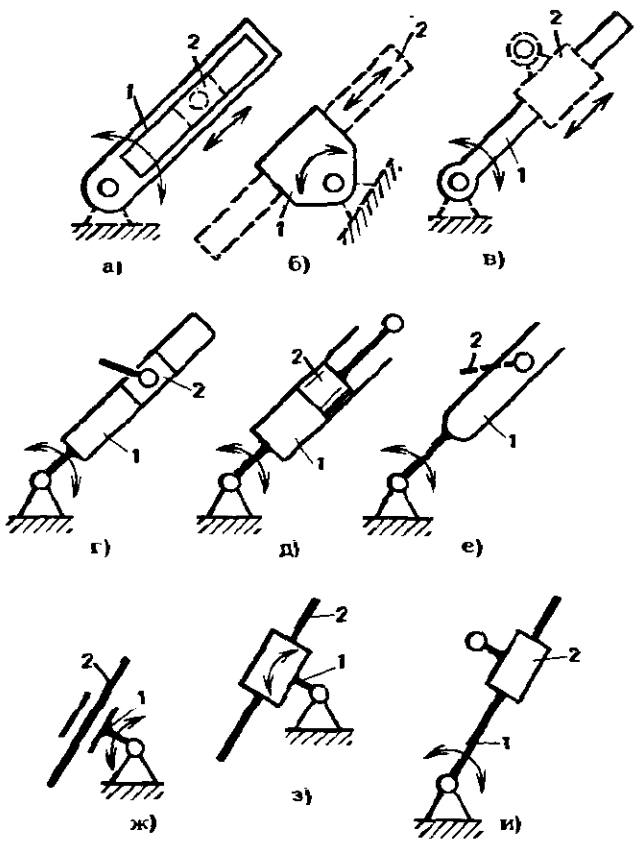
На сх. *а* — К. реверса *10*, установленного внутри каретки *9*, которая перемещается поступательно с помощью винтовой пары *1*. Как только толкатель *4* доходит до упора *7*, ролик *5* отжимается от кулачка *3*, пружина *6* растягивается, кулачок *3* поворачивается и начинает контактировать с роликом *5* другой рабочей стороной. При этом кулачок переводит муфту *2* реверса в другое фиксированное положение. От двигателя *8* вращение передается через реверс *10* гайке винтовой пары, и каретка движется в другую сторону. При контакте толкателя с другим упором движение каретки снова реверсируется.

На сх. *а* при переключении кулачок совершает качательное движение, а ролик поступательное. На сх. *б* дан вариант, в котором кулачок *3* совершает поступательное движение, а ролик *5* поворачивается вокруг оси толкателя *4*.

КУЛАЧОК — звено, имеющее элемент высшей пары, который выполнен в виде поверхности переменной кривизны (см. *Кулачковый м.*).

КУЛИСА — звено рычажного м., вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.

К. конструктивно выполняют в виде направляющей детали *1*, охватывающей другую деталь и имеющей большую (сх. *а*) или малую (сх. *б*) длину по сравнению с длиной охватываемой детали. К. может также охватываться сопряженной с ней деталью *2* (сх. *в*).



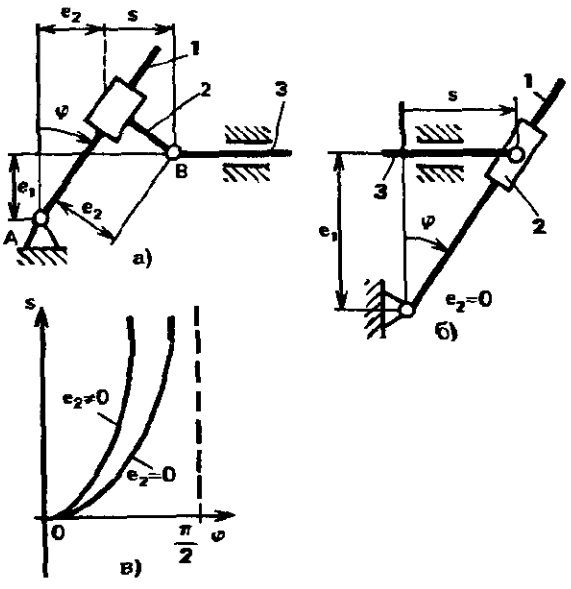
Соответственно конструктивным решениям используют различные обозначения К. (сх. *г*—*и*).

Сх. *г*, *д*, *е* эквивалентны сх. *а*, сх. *ж*, *з* эквивалентны сх. *б*, сх. *и* эквивалентна сх. *в*. Обозначения в схемах: *1* — К.; *2* — движущееся относительно нее звено.

В сх. *д* кулиса выполнена в виде цилиндра, а звено *2* — в виде штока с поршнем.

В сх. *е* звено *2* соединено с кулисой *1* двухподвижной парой (см. также *Мальтийский м.*).

КУЛИСНО-ПОЛЗУННЫЙ М. — рычажный четырехзвенный м., содержащий кулису и ползун с неподвижной направляющей.



К. служит для преобразования качательного движения кулисы *1* в поступательное движение ползуна *3* или, наоборот, поступательного движения ползуна в качательное движение кулисы.

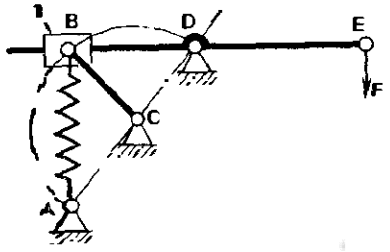
Кулиса *1* и ползун *3* взаимодействуют посредством шатуна *2*, связанного с кулисой поступательной парой, а с ползуном *3* — вращательной парой.

Параметры К. определяются величинами e_1 и e_2 (сх. *а*). В частном случае $e_2 = 0$ (сх. *б*).

Зависимость перемещения s ползуна *3* от угла поворота φ кулисы *1* характеризует функция положения м. (сх. *в*). Эта зависимость имеет вид $s = e_1 \operatorname{tg}\varphi + e_2(1/\cos\varphi - 1)$, в частном случае для сх. *б* $s = e_1 \operatorname{tg}\varphi$. Таким образом, сх. *б* воспроизводит функцию $\operatorname{tg}\varphi$, поэтому такой К. наз. тангенсным м.

КУЛИСНЫЙ М. — рычажный м., в состав которого входит кулиса (см. *Кулисно-ползунный м.*, *Кривошипно-кулисный м.*, *Двухкулисный м.*, *Коромыслово-кулисный м.*).

КУЛИСНЫЙ М. УРАВНОВЕШИВАНИЯ РЫЧАГА — кулисный м., содержащий уравновешивающую пружину и обеспечивающий изменение параметров уравновешивания при повороте рычага.



На рычаг *DE* в т. *E* действует сила *F*, которую уравновешивает пружина *AB*. Т. *B* вместе со звеном *1* перемещается вдоль кулисы *BD*, жестко связанной с рычагом, благодаря соединению т. *B* с т. *C*. Т. *C* расположена посредине линии *AD*, а т. *B* выбрана на окружности, проведенной из центра *C* через т. т. *A* и *D*. Такое решение обеспечивает постоянный прямой угол *ABD* независимо от положения звеньев. Сила упругости пружины

направлена всегда под прямым углом к рычагу, что исключает дополнительные нагрузки на звенья и обеспечивает минимальные потери на трение.

КУЛИСНЫЙ ШЕСТИЗВЕННЫЙ М. – кулисный м., содержащий пять подвижных звеньев и стойку.

К. образуется, например, присоединением к кулисному четырехзвенному м. структурной группы II класса – звенья *4*, *5* (сх. *а* и *в*).

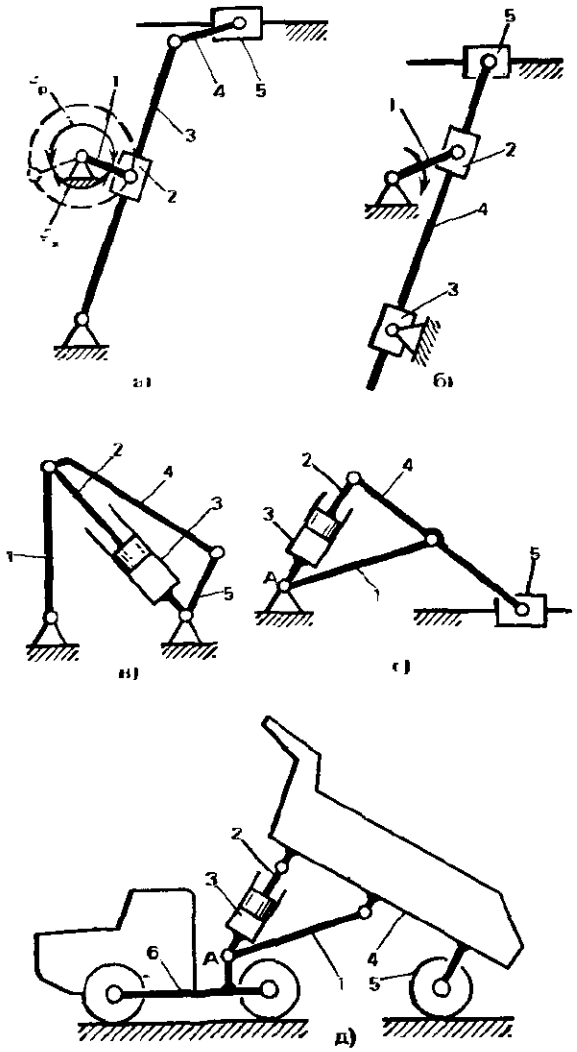
В сх. *б* к входному звену – кривошипу *1* присоединена структурная группа III класса – звенья *2*, *4*, *3* и *5*. В сх. *г* к входному звену – кулисе *3* присоединена структурная группа III класса – звенья *2*, *4*, *1* и *5*.

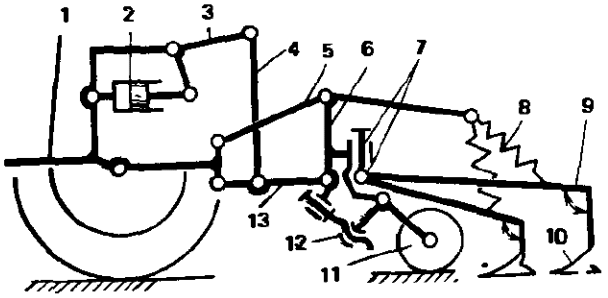
Сх. *а* и *б* используют в строгальных станках. Ведущий кривошип, вращаясь в одну и ту же сторону, заставляет качаться кулису. Причем качание кулисы влево соответствует углу поворота кривошипа φ_x (сх. *а*), а качание кулисы вправо соответствует углу φ_p. Ведомое звено-ползун *5* в первом случае движется быстро (холостой ход), во втором – медленно (рабочий ход).

Сх. *в* используют в качестве м. поворота платформы. Выходное звено *5* поворачивается с помощью гидроцилиндра (звенья *2* и *3*). Такое решение позволяет обеспечить поворот звена *5* до 180°, сохраняя при этом углы давления в кинематических парах в рациональных пределах.

Сх. *г* используют в автосамосвалах, как это показано на сх. *д*. Кузов *4* шарнирно соединен с опорной тележкой-ползуном *5* и с тягачом *6* в т. *A* с помощью тяги *1*. При опрокидывании кузова с помощью гидроцилиндра (звенья *3*, *2*) тележка *5* подтягивается к тягачу *6*, благодаря чему обеспечивается большой наклон кузова.

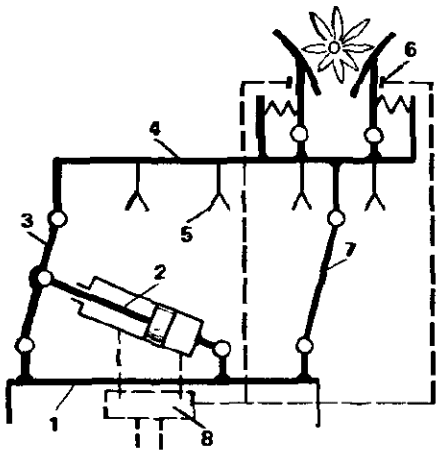
КУЛЬТИВАТОРА М. (с. х.) – устр. для присоединения рабочего оборудования культиватора к трактору, его подъема и опускания, регулирования глубины обработки почвы.





Лапа культиватора *10* жестко установлена на коромысле *9*. Коромысло посредством двух шарниров *7* и пружины *8* соединено с брусом *6*. Брус *6* подвешен посредством коромысел *5* и *13* к раме трактора *1*. Брус поднимается и опускается гидроцилиндром *2*, воздействующим через рычаг *3* и тягу *4* на коромысло *13*. Брус опирается на колесо *11*, причем положение бруса относительно колеса регулируют посредством винтовой пары *12*. Этим и определяется глубина обработки почвы.

КУЛЬТИВАТОРА НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. (с. х.) – устр. для автоматической ориентации рабочих органов культиватора в межрядном участке.



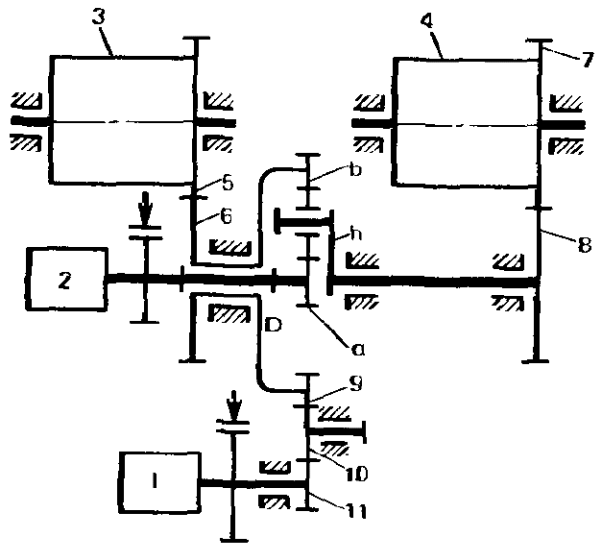
Несущая рама *4* с рабочими органами-лапами *5* подвешена на раме машины *1* посредством двух звеньев *3* и *7*. Датчик направления *6* подает сигнал в гидрораспределитель *8*, который управляет подачей жидкости в гидроцилиндр *2*. Гидроцилиндр *2* воздействует на звено *3*, и рама *4* перемещается поперек направления движения машины до попадания лап *5* в межрядные участки. Подвеска рамы, выполненная в виде параллелограмма, обеспечивает поступательное движение рамы *4*.

Л

ЛЕБЕДКА ДВУХБАРАБАННАЯ (грузопод.) — лебедка, содержащая два барабана, кинематически связанных между собой.

На сх. представлена грейферная лебедка. Она имеет два двигателя *1* и *2* и два барабана *3* и *4*, соединенные одним дифференциальным м. *D* и зубчатыми передачами.

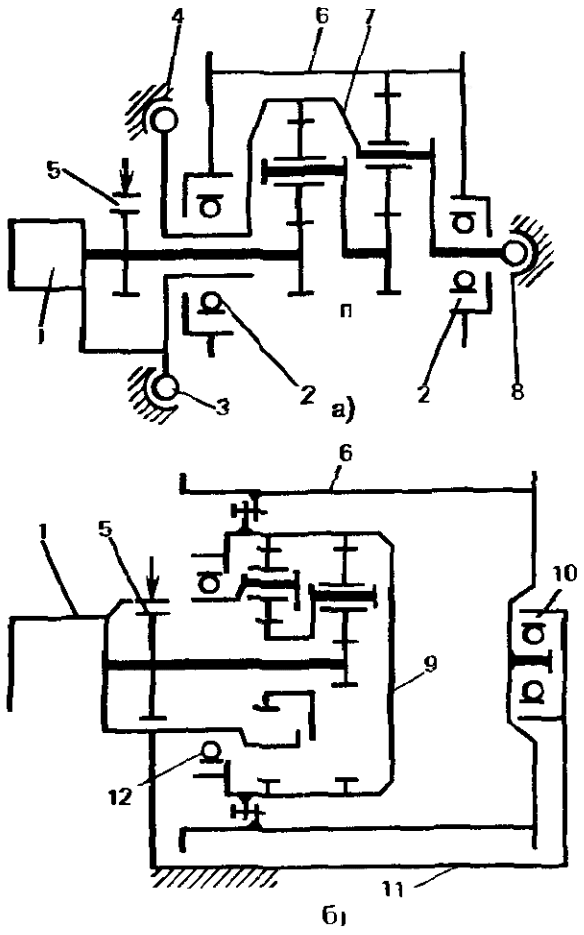
Ковш грейфера поднимается и опускается двигателем *1* при остановленном двигателе *2*. Движение передается через зубчатые колеса *11*, *10*, *9* водилу *h* и центральному колесу *b* при неподвижном колесе *a*. При этом барабаны *3* и *4* вращаются с одинаковой угловой скоростью независимо от распределения нагрузки между ними, так как м. *D* работает как редуктор с одной степенью свободы. Для выполнения условия равенства окружных скоростей $v_3 = \dfrac{\omega_b d_3}{i_{6-5}}$ и $v_4 = \dfrac{\omega_b}{i_{bh}^{(a)}} \dfrac{d_4}{i_{8-7}}$, где ω_b — угловая скорость звена *b*; d_3, d_4 — диаметры барабанов *3* и *4*; $i_{bh}^{(a)} = 1 + \dfrac{z_a}{z_b}$ — передаточное отношение м. *D* (z_a, z_b — числа зубьев соответственно колес *a* и *b*); i_{6-5}, i_{8-7} — передаточные отношения зубчатых пар *6* — *5* и *8* — *7*, необходимо, чтобы $\dfrac{d_3}{i_{6-5}} = \dfrac{d_4}{i_{bh}^{(a)} i_{8-7}}$.



Для управления челюстями ковша грейфера служит замыкающий барабан *4*, приводимый в движение относительно барабана *3* двигателем *2* через дифференциальный м. *D*.

ЛЕБЕДКА СООСНАЯ (грузопод.) — лебедка, у которой двигатель, редуктор и барабан установлены соосно.

Л. имеют обычно встроенный в барабан редуктор. В сх. *а* планетарный редуктор *П*, составленный из двух м., встроен внутрь барабана *6*. Внутри барабана установлена также жесткая рама *7*. С ней связаны одно из центральных колес первого планетарного м. и водило второго м. Барабан опирается на раму через подшипники *2*. Рама имеет три внешние сферические опоры *3*, *4*, *8*. Опоры, расположенные слева, воспринимают реактивный момент. Все три опоры обеспечивают статически определимую систему закрепления лебедки на раме машины и исключают взаимное влияние деформаций рам, а



также компенсируют неточности монтажа.

На валу двигателя *1* установлен тормоз *5*.

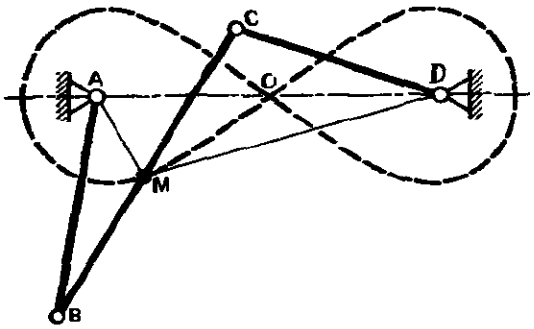
В сх. *б* планетарный редуктор, составленный из двух м., заключен в корпус *9*. Двигатель *1* с тормозом *5* и корпусом *9* в виде единого блока прифланцован к барабану *6*. Один из подшипников *10*, на которые опирается барабан, установлен непосредственно на раме *11*, а второй подшипник *12* размещен в корпусе *9*.

ЛЕВАЯ РЕЗЬБА – см. *Резьба*.

ЛЕВЫЙ ЗУБ – винтовой зуб, имеющий теоретические линии левого направления (см. *Зуб*).

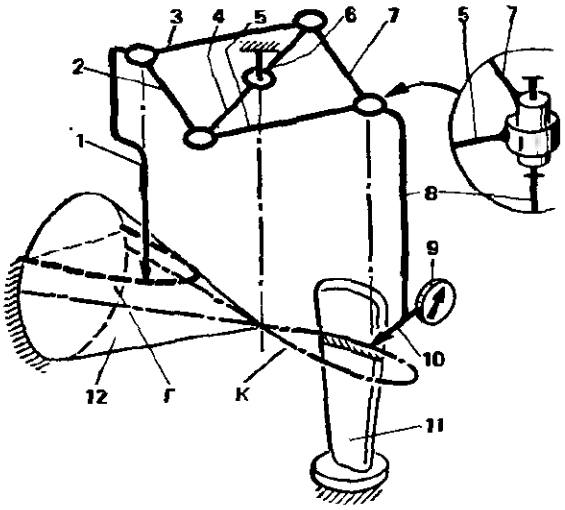
ЛЕМНИСКАТА БЕРНУЛЛИ (от греч. lemniskos – повязка, лента) – кривая, имеющая вид восьмерки, у которой произведение расстояний любой точки *M* от двух фокусов *A* и *D* есть величина постоянная, т. е. $(AM)(MD) = (AO)^2$.

Для воспроизведения Л. используют антипараллелограмм (см. *Двухкривошипный м.*), удовлетворяющий следующим соотношениям: $CD = AB$; $AD = BC$; $BM = MC$.



Т. *M*, лежащая на середине шатуна *BC*, движется по траектории, соответствующей Л.

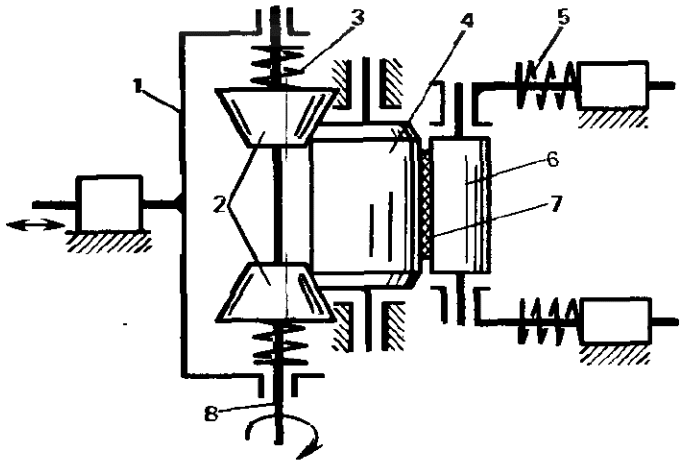
ЛЕМНИСКАТЫ БЕРНУЛЛИ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ – точное или приближенное воспроизведение участков лемнискаты Бернулли.



На сх. – устр. для Л. на основе инверсора, используемое в приборе для контроля профиля лопатки *11* турбины. Следящий наконечник *1* скользит по поверхности конуса *12* и описывает при этом гиперболу *Г*. Его движение через инверсор – систему рычагов *2–7* в виде ромба (звенья *2*, *3*, *5*, *7*) с радиальными звеньями *4*, *6* – передается контролирующему наконечнику *10*, закрепленному на звене *8*. Наконечник *10* описывает при этом участок кривой *К*. С помощью индикатора *9* определяют отклонения профиля.

ЛЕНТОПРОТЯЖНЫЙ ФРИКЦИОННЫЙ М. – устр. для сообщения ленте движения за счет фрикционного воздействия на нее роликов.

Лента *7* прижата роликом *6* к ролику *4* с помощью пружин *5*. Ролик *4* при-

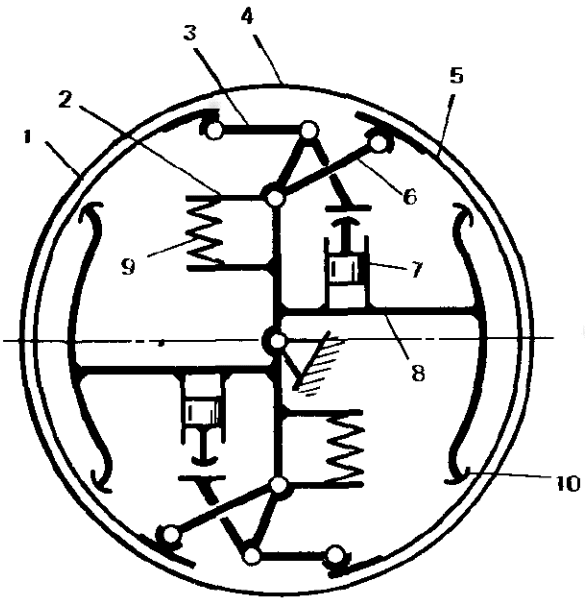


водится во вращение от вала *8* через фрикционный вариатор. Перемещая ползун *1*, конические ролики *2* прижимают к ролику *4*. В зависимости от величины прижатия в той или иной мере сжимаются пружины *3* и конические ролики раздвигаются. При изменении радиуса дорожки контакта роликов *2* с роликом *4* изменяется угловая скорость ролика *4*.

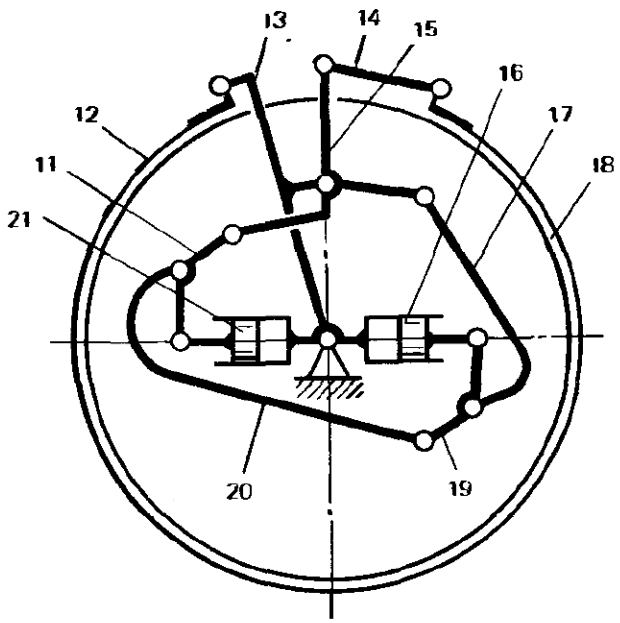
ЛЕНТОЧНАЯ МУФТА – сцепная управляемая муфта, передающая вращающий момент за счет трения между гибкой лентой и шкивом.

На сх. *а* – Л. с двумя симметрично расположенными лентами *1* и *5*. Один конец ленты соединен с входным (или выходным) звеном *8* тягой *6*. Обычно это конец, воспринимающий наибольшее усилие (см. *Фрикционный м.*). Второй конец, воспринимающий меньшее усилие через тягу *3*, соединен с рычагом *2*. Для включения муфты рычаг поворачивают с помощью пневмоцилиндра *7* против часовой стрелки и прижимают ленту к внутренней поверхности шкива *4*. Возникающее при этом усилие в ветви ленты воспринимается пружиной *9*. При отсутствии давления в пневмоцилиндре *7* рычаг *2* повернется под действием пружины *9* и отведет ленту от шкива. Упоры *10* служат в качестве ограничителей необходимого отвода ленты от поверхности шкива. Симметричная сх. расположения лент позволяет исключить нагружение вала силами, возникающими при взаимодействии ленты и шкива.

На сх. *б* лента *12*, соединенная одним из концов со звеном *13*, охватывает шкив *18*. Включается муфта поворотом рычага *15*, соединенного с другим концом ленты *12* тягой *14*. При натяжении и прижатии ленты к шкиву передается движение между звеньями *13* и *18*. Рычаг *15* поворачивают одновременным перемещением ползунов *21* и *16* от центра вращения звена *13*. Передача движения от ползунов *21* и *16* осуществляется с помощью восьмизвенного рычажного м. с одной степенью свободы (для определенности движения достаточно перемещать один из ползунов). Данный м. может быть представлен в виде присоединенной к ползуну *21* структурной группы II класса (звенья *11* и *15*) и к звену *11* структурной группы III класса (звенья *20*, *19*, *16* и *17*).

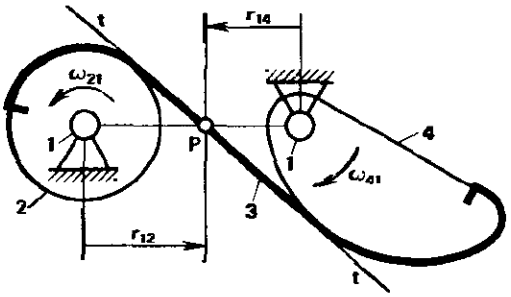


а)



б)

ЛЕНТОЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – м. с гибкой связью (лентой) между жесткими звеньями, обеспечивающий передачу движения при огибании звеньев лентой без относительного скольжения.



Звенья *2* и *4* соединены между собой лентой *3*. При вращении звена *2* относительно стойки *1* лента *3* наматывается на звено *2* и заставляет поворачиваться звено *4*. Концы ленты закреплены на звеньях, и поэтому скольжение практически отсутствует (если не учитывать скольжение вследствие деформации ленты). Благодаря этому Л. в отличие от фрикционных м..с гибкой связью позволяет получать точное значение заданного передаточного отношения.

Передаточное отношение в данной сх.

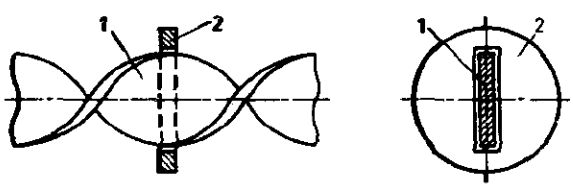
$$\frac{\omega_{21}}{\omega_{41}} = -\frac{r_{14}}{r_{12}},$$

где радиусы r_{12} и r_{14} определяются положением полюса P – точки пересечения касательной $t-t$ межосевой линии.

В зависимости от профиля жестких звеньев можно получать различные законы изменения передаточного отношения. Л. используют также для преобразования качательного движения в поступательное.

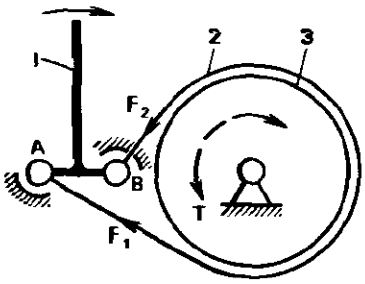
ЛЕНТОЧНО-ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА – винтовая пара, у которой винт выполнен в виде скрученной ленты.

Лента *1* прямоугольного сечения, скрученная таким образом, что ее поверхности представляют собой винтовые поверхности, взаимодействует с гайкой *2*, имеющей прямоугольное отверстие.



Л. проста в изготовлении, но у нее низкий КПД и малая несущая способность.

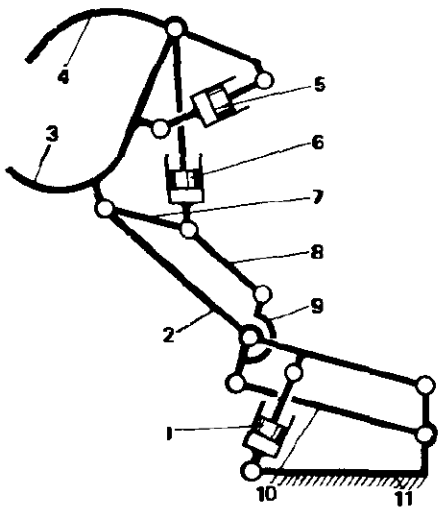
ЛЕНТОЧНЫЙ РЕВЕРСИВНЫЙ ТОРМОЗ – тормоз в виде гибкой ленты, охватывающей цилиндрический шкив. Он обеспечивает торможение при вращении шкива в любом направлении.



Лента *2* охватывает шкив *3*. Управляют лентой с помощью рычага *1*. Рычаг *1* установлен в открытых с одной стороны опорах *A* и *B*. При направлении момента $\bar{T}$, показанном стрелкой, в ветвях ленты будут возникать усилия F_1 и F_2, причем $F_1 > F_2$ (см. *Фрикционный м.*). Поворачиваясь, рычаг движется вокруг т. *A*, нагруженной большей силой. Если изменить направление момента $\bar{T}$, то рычаг будет поворачиваться вокруг т. *B*

ЛЕНТОЧНЫЙ ТОРМОЗ – см. *Тормоз грузовой.*

ЛЕСОПОГРУЗЧИКА ОБОРУДОВАНИЕ – устр. для захвата, подъема и опускания бревен.



Л. смонтировано на раме *11*, установленной на колесах. Стрела *2* шарнирно соединена с рамой. Ее поднимают и

опускают с помощью гидроцилиндра *1*. На конце стрелы шарнирно установлена нижняя челюсть *3*, соединенная также шарнирно с верхней челюстью *4*. Кинематическая цепь, состоящая из звеньев *10*, *9*, *8*, *2*, *7* и гидроцилиндра *1*, позволяет ориентировать звено *7* относительно рамы *11* при изменении наклона стрелы. С помощью гидроцилиндра *5* открывают и закрывают челюсть *4*. Совместный поворот челюстей относительно звена *7* осуществляют с помощью гидроцилиндра *6*.

ЛИНЕЙНЫЙ КОНТАКТ ЗУБЬЕВ – соприкосновение боковых поверхностей двух взаимодействующих зубьев по линии.

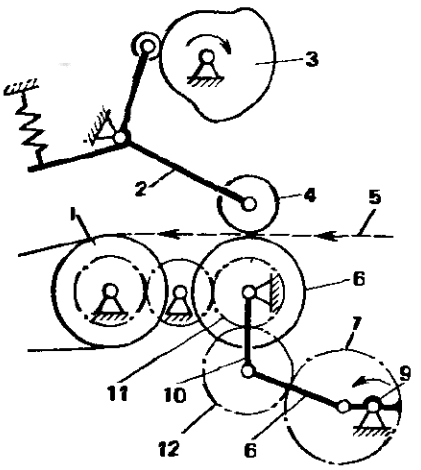
ЛИНИЯ ЗАОСТРЕНИЯ ЗУБА – см. *Зуб*.

ЛИНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи. При линейном контакте цилиндрических колес Л. определяют в плоскости, перпендикулярной осям колес, для конических передач – на поверхности сферы с центром в т. пересечения осей колес. Л. в передаче с эвольвентными зубьями – прямая, проходящая через полюс зацепления и касательная к основным окружностям колес (см. *Эвольвентное зацепление*).

ЛИСТОВЫВОДНОЙ М. (полиграф.) – устр., содержащее выводные ролики и ленточный конвейер, привод которых обеспечивает перемещение листа с переменной скоростью для последующей его плавной остановки.

Лист 5 захватывается выводными роликами *4* и *6* и подается на конвейер *1*. Лист прижимается роликом *4*, перемещаемым посредством коромысла *2*, который взаимодействует с кулачком *3*.

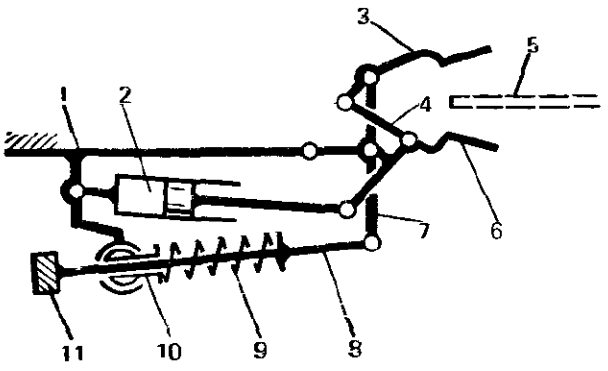
Ролик *6*, так же как и барабан конвейера *1*, вращается с переменной угловой скоростью. Вал самонаклада *9* вращается с постоянной угловой скоростью. Он связан с роликом *6* посредством зубчато-рычажного м., включающего в себя шарнирный четырехзвенный м. (звенья *9*, *8*, *10* и стойка) и зубчатые



колеса *7*, *12*, *11*. Колесо *7* установлено на валу *9* эксцентрично. Передаточное отношение между колесами *11* и *7* по этой причине получается переменным. Звенья *8* и *10* дают возможность оси колеса *12* перемещаться при сохранении его зацепления с колесами *7* и *11*.

ЛИСТОЗАХВАТНОЕ УСТР. – устр. в виде сходящихся и расходящихся губок для зажатия и удержания предметов типа листа.

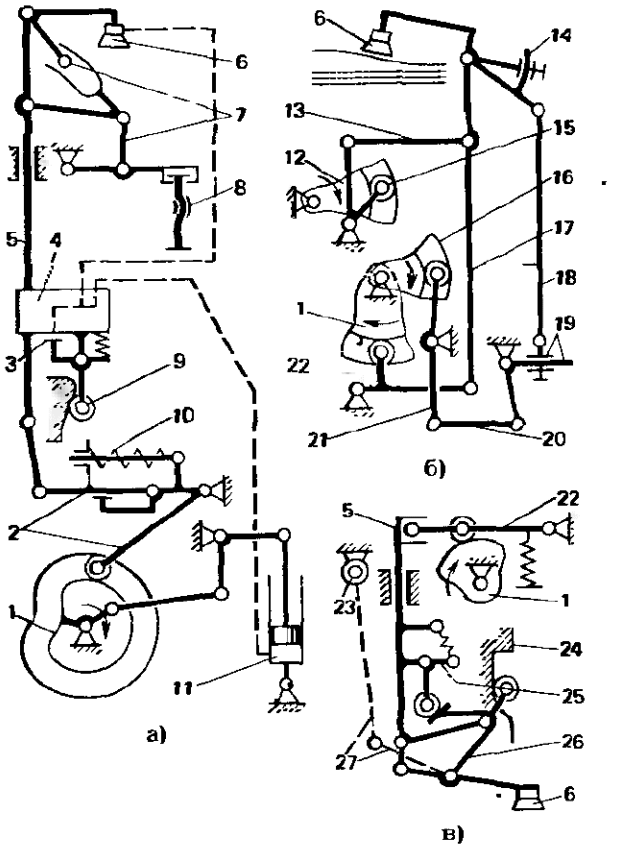
Губки *3* и *6* соединены шарнирно с рычагом *1* и между собой звеном *4*, образуя таким образом двухкоромысловый четырехзвенный м. Одно из коромысел – губка *6* – выполнено в виде двуплечего рычага и приводится в движение гидроцилиндром *2*, шарнирно связанным со стойкой *1*. Перемещение губки *6* приводит к встречному перемещению губки *3*. В результате губки зажимают лист *5*. Рычаг *7* шарнирно соединен со стойкой и вместе со звеньями *8*, *10* образует кулисный м. Движение звена *8* вдоль кулисы *10* определено жесткостью пружины *9*, которая позволяет самоустанавливаться м. перемеще-



ния губок относительно листа 5. Рычаг 7 с присоединенными к нему звеньями уравновешивается грузом 11.

ЛИСТООТДЕЛЯЮЩИЙ М. (полиграф.) – устр. для поштучного отделения листов от стопы и подачи их в захваты листотранспортирующего устройства.

От ведущего кулачка 1 через коромысло 2 (сх. *а*) с упругим элементом 10, компенсирующим его избыточное перемещение, движение передается ползуну 5 и далее вакуумному захватному устр. 6, захватывающему лист и отделяющему его от стопы. Ход захватного устр. 6 определяется ходом ползуна, а ориентация его в пространстве (поворот) – м. 7 и регулируется винтом 8. М. 7 представляет собой вместе со звеном 5 ползунно-коромысловый м., к шатуну и ползуну которого присоединена структурная группа с криволинейной направляющей одного из звеньев. Захватное устр. управляется от пневмоцилиндра 11 через распределитель 4. Распределитель 4 перемещается вместе с ползуном 5. При этом клапан 3 в момент передачи листа соединяет пневмосистему с атмосферой и тем самым отключает захватное устр. Клапан 3 управляется звеном 9, перемещаемым по неподвижному кулачку.

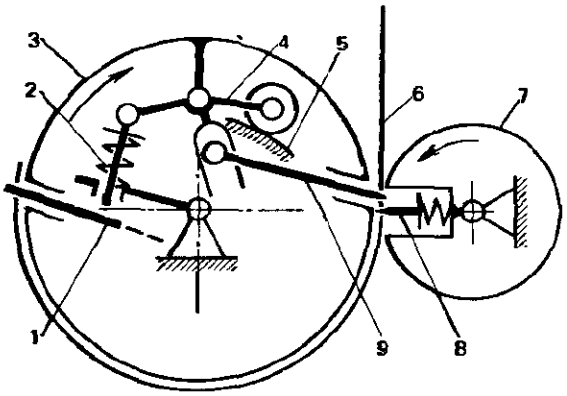


В сх. *б* перемещается и поворачивается захватное устр. 6 соответственно от кулачков 1 и 16. Кулачок 12 транспортирующего м. через звенья 15 и 13 направляет звено 17, приводимое от коромысла 22 и кулачка 1. Кинематическая цепь поворота захватного устр. включает звенья 21, 20, 18 и узлы регулировки 19 и 14.

В сх. *в* движение от кулачка 1 через звенья 22, 5 передается захватному устр. 6. Его поворачивает звено 26, взаимодействующее с неподвижным кулачком 24 и звеном 25, которое шарнирно и упруго соединено со звеном 5. М. 27 в зависимости от положения захватного устр. 6 поворачивает пневмораспределитель 23, управляющий пневмосистемой.

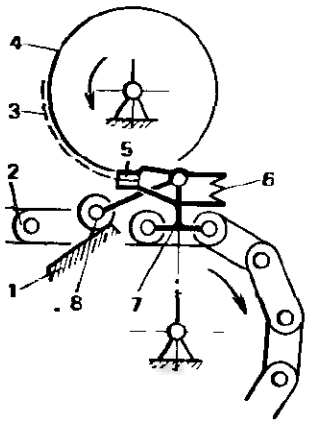
Листоотделяющий м. взаимодействует с листотранспортирующим м. и м. стапельного стола.

ЛИСТОРЕЗАЛЬНЫЙ м. (полиграф.) – устр. для отрезания листов от бумажного полотна.



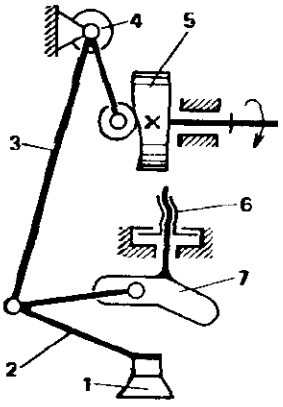
Бумажное полотно 6 подают между режущим барабаном 7 и подающим цилиндром 3. Игла 1 захватывает его и плотно огибает половину периметра цилиндра 3. Барабан 7 за 1/2 оборота цилиндра делает полный оборот и подпружиненным ножом 8 отрезает лист от бумажного полотна. В это время бумажное полотно захвачено уже иглой 9, и цикл повторяется. Иглы 1 и 9 приводятся в движение одинаковыми м. При вращении цилиндра коромысло 4, взаимодействуя с неподвижным кулачком 5, сообщает поступательное движение игле 9. Силовое замыкание м. осуществляется пружиной 2.

ЛИСТОСЪЕМНЫЙ М. (полиграф.) – устр. для захвата и снятия оттиска с печатного цилиндра.



Лист-оттиск *3* перемещается цилиндром *4*. В момент подхода захватного устр. *5* к листу разжимается захватное устр. печатного цилиндра (см. *Печатного цилиндра захватное устр.*). Захватное устр. *5* при взаимодействии ролика *8* с кулачком *1* раскрыто. Захватное устр. *5* перемещается вместе с кареткой *7*, связанной со звеньями цепи *2*. Как только ролик *8* соскакивает с кулачка *1*, захватное устр. зажимает лист под действием пружины *6*. Далее лист перемещается вместе с захватным устр. *5*.

ЛИСТОТРАНСПОРТИРУЮЩИЙ М. (полиграф.) – устр. для перемещения листов от листоотделяющего м. к выводным роликам.



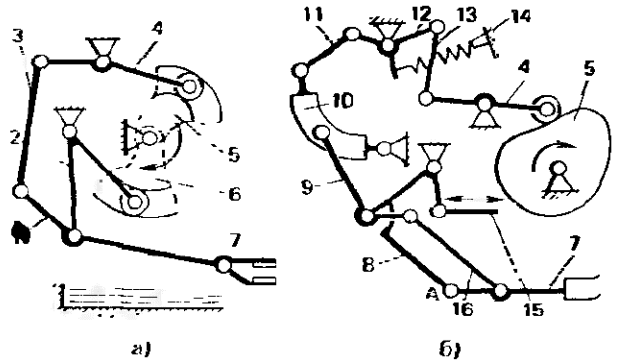
Привод осуществляется от цилиндрического кулачка *5*. Транспортное движение вакуумному захватному устр. *1* сообщает коромысло *3*. Устр. *1* поворачивается звеном *2* с помощью криволинейной направляющей *7*, положение которой регулируется винтовым м. *6*. Коромысло *3* поворачивает распределитель *4* пневмосистемы.

ЛИСТОУКЛАДЧИКА М. (полиграф.) – устр. для приема, перемещения и укладки листов бумаги в стопу.

Захватное устр. *7* (сх. *а*) приводится в движение от кулачков *5* и *6*, установленных на одном валу.

Кулачок *5* в основном обеспечивает подъем и опускание захватного устр., а кулачок *6* – его продольное перемещение.

Кулачки *5* и *6* взаимодействуют соответственно с коромыслами *4* и *2*. Коромысла соединены между собой звеньями *1* и *3*. Звенья *2*, *1*, *3*, *4* и стойка образуют пятизвенный м. с двумя степенями свободы. Захватное устр. *7* прикреплено к шатуну *1*.

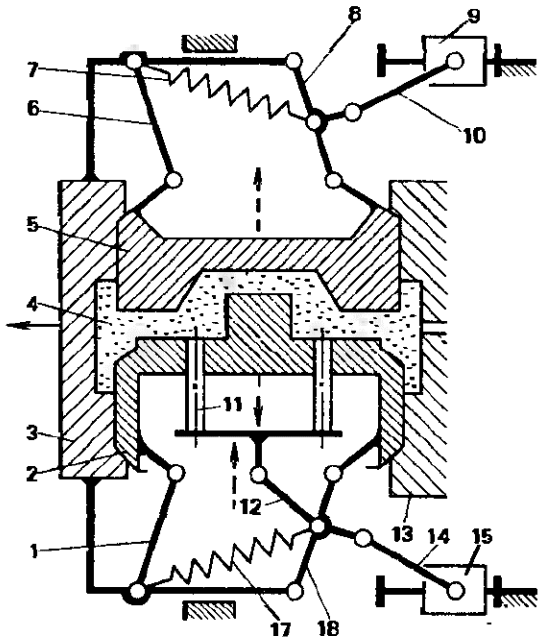


а) *б)*

В сх. *6* ведущая тяга *15* через звено *8* обеспечивает перемещение т. *A* по дуге окружности. Положение захватного устр. *7* относительно т. *A* определяется положением звена *16*. Звену *16* сообщается движение от кулачка *5* через коромысло *4*, шатун *13*, рычаг *12*, шатун *11*, криволинейную кулису *10* и рычаг *9*. Силовое замыкание кулачкового м. осуществляется пружиной *14*. Группы звеньев *4*, *13*, *12* и *12*, *11*, *10* вместе со стойкой представляют собой два последовательно соединенных четырехзвенных м. М., составленный из звеньев *10*, *9* и *8*, имеет две степени свободы. Положение шатуна *9* здесь определено движением кулисы *10* и рычага *8*.

ЛИТЕЙНОЙ ФОРМЫ М. – устр. для относительного перемещения элементов, образующих форму, и сообщения движения выталкивателям.

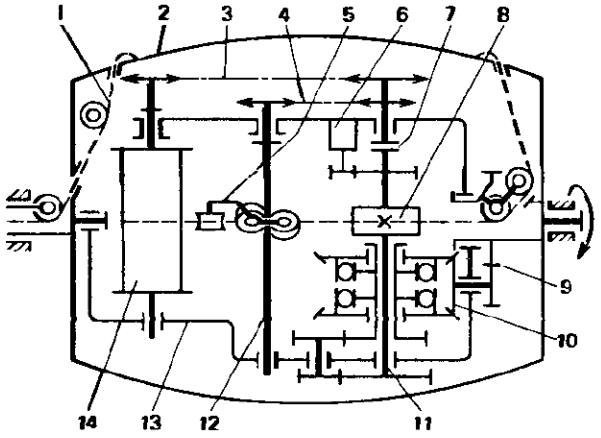
Форму для получения полимерного изделия *4* образуют матрицы *5* и *2*,



подвижное основание *3* и неподвижная литьевая плита *13*. Матрицы соединены с основанием одинаковыми парами параллельных звеньев *6*, *8* и *1*, *16*. Звено *8* соединено со стойкой структурной группой *10*—*9*, а звено *16* — структурной группой *14*—*15*. Перемещения ползунов *9* и *15* ограничены упорами. Разъем формы осуществляют перемещением основания — ползуна *3* в направлении стрелки. Сначала матрицы в замкнутом состоянии переместятся влево. Затем, когда остановятся ползуны *9* и *15*, коромысла *8*, *6* и *16*, *1*, преодолевая сопротивление пружин *7* и *17*, начнут поворачиваться и разведут матрицы в разные стороны. Выталкиватель *11* под действием коромысла *16* через звено *12* переместит изделие вверх.

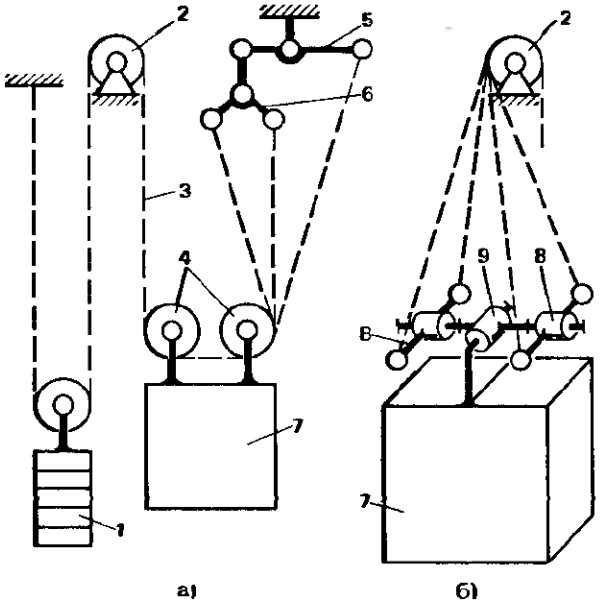
Замыкание матриц осуществляется при перемещении основания *3* вправо. Все звенья двигаются в обратном порядке по отношению к движению при разъеме.

ЛИТЦЕКРУТИЛЬНОЙ МАШИНЫ М. — устр. для пучковой скрутки токопроводящих жил. Пучок проволок *1* при вращении барабана *2* скручивается и наматывается на приемную шпулю *14*. Пучок проволок перемещается путем вращения тягового шкива *8* и шпули *14*. Витки жилы равномерно укладываются на шпуле нитеводителем *5*. Шкив *8*, укладчик и шпуля приводятся от двигателя, приводящего барабан *2*. Люлька *13*, на которой смонтированы основные звенья м., не вращается, так как ее центр тяжести находится ниже оси вращения барабана. Независимо от направления вращения барабана *2* направление движения звеньев *8* и *14* остается неизменным, что обеспечивается м. однонаправленного движения *10*. Вращение от барабана *2* через зубчатую пару *9*, м. однонаправленного движения *10*, зубчатый редуктор *11* передается на шкив *8*. Со шкивом *8* посредством зубчатой пары связан счетчик *6* длины скрученной жилы. Далее через сцепную муфту *7* и цепные передачи *4* и *3* движение передается соответственно валу *12* нитеводителя *5* и валу приемной шпули *14*.



ЛИФТА ПОДВЕСКА (грузопод.) — устр., связывающее кабину лифта и противовес с м. подъема и стойкой.

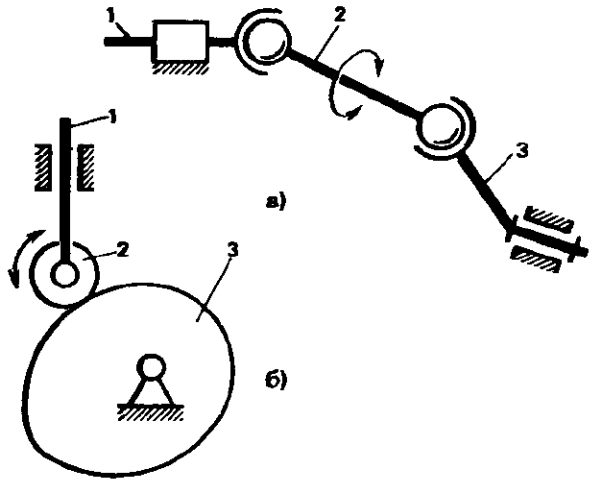
Кабина *7* (сх. *а*) и противовес *1* соединены гибкой связью — канатами *3*, приводимыми в движение канатоведущим



шкивом *2*. Канаты *3* огибают блоки *4*, установленные на кабине, и присоединены к стойке посредством балансирных рычагов *6* и *5*. Равноплечий рычаг *6* обеспечивает равенство натяжения двух канатов, а разноплечий рычаг *5* распределяет силы натяжения между парой канатов и третьим канатом.

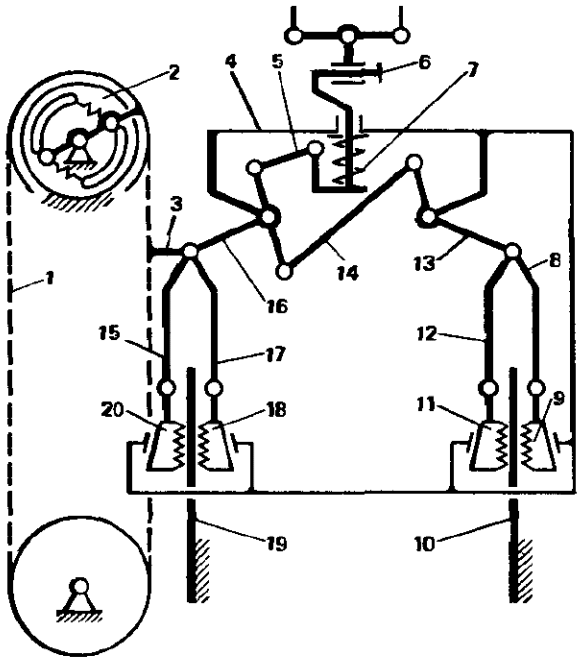
В сх. *б* кабина *7* (или противовес) подвешена на четырех канатах, огибающих шкив *2*. Канаты попарно присоединены к рычагам *8*, а рычаги *8* соединены между собой балансирным рычагом *9*, имеющим опору на кабине. Такое соединение позволяет обеспечить равенство натяжений всех четырех канатов.

ЛИШНЯЯ СТЕПЕНЬ СВОБОДЫ (МЕСТНАЯ ПОДВИЖНОСТЬ) – степень свободы, не влияющая на характер движения м. в целом. Например, в м. на сх. *а*, *б* вращение звена *2* не влияет на закономерность относительного движения звеньев *1* и *3*. Л. могут быть полезными (уменьшение потерь на трение в высших кинематических парах) и вредными (возникновение дополнительных инерционных сил и вибраций).



ЛОВИТЕЛЬ ЛИФТА – устр., останавливающее кабину лифта в аварийной ситуации, когда скорость движения кабины превышает допустимую, или при обрыве каната подвески кабины.

Кабина *4* подвешена на канатах посредством балансирного шарнирного устр. *6*. Кабина движется вместе с гибкой связью *1* центробежного ограничителя скорости *2*. При превышении предельной скорости движения кабины срабатывает центробежный ограничитель

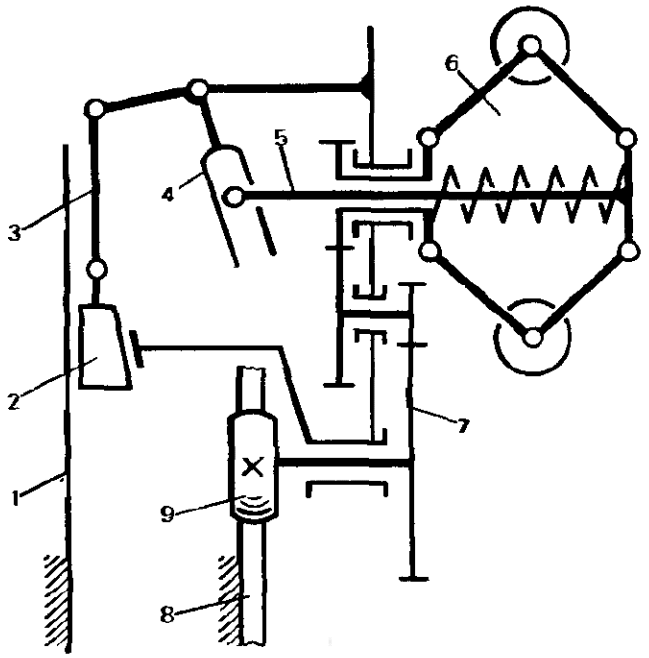


скорости (см. *Центробежный тормоз*), гибкая связь затормаживается и через звено *3* воздействует на тяги *17* и *15*, к которым присоединены соответственно клинья *18* и *20*. Клинья зажимают неподвижную направляющую *19*, и кабина останавливается. Звено *3* через рычаг *16*, шатун *14*, рычаг *13* и тяги *8*, *12* связано с другой парой клиньев *9* и *11*. Звенья *15*, *14* и *13* образуют антипараллелограмм, обеспечивающий синхронное движение обеих пар клиньев. Клинья *9* и *11* зажимают неподвижную направляющую *10*.

При обрыве каната подвески кабины пружина *7* через тягу *5* воздействует на рычаг *16*, и происходит заклинивание, как описано выше.

ЛОВИТЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА – устр., останавливающее транспортное средство, когда скорость движения превышает допустимую.

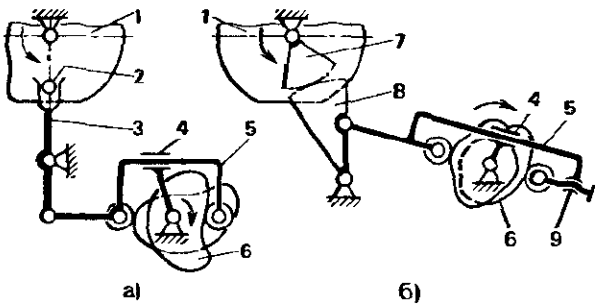
Л. установлен на транспортном средстве. Он взаимодействует с неподвижным рельсом *8* с помощью фрикционного ролика *9*. Вращение ролика через зубчатую передачу *7* передается центробежному регулятору *6*, который начинает действовать при превышении допустимой скорости вращения. Выходное звено регулятора *5* поворачивает кулису *4*. Кулиса *4* через тягу *3* заводит клин *2*



между корпусом транспортного средства и направляющей *1*. Дальнейшее самозатягивание клина приводит к остановке транспортного средства.

ЛОВЯЩАЯ ВИЛКА – см. *Ловящий м.*

ЛОВЯЩИЙ М. (полиграф.) – устр. для ввода венцов печатного цилиндра в зацепление с боковыми рейками талера в начале его рабочего хода и вывода из зацепления в конце рабочего хода, а также остановки цилиндра после печати во время холостого хода.



Л. выполняют в виде ловящей вилки (сх. *а*) или в виде ловящего сектора (сх. *б*). Вилка *3* (сх. *а*), приводимая в движение кулачком *6* через звенья *4* и *5*, начинает взаимодействовать в определенный момент с пальцем *2* печатного цилиндра *1*. Движение вилки *3* согласовано с движением реек талера благодаря кинематической связи приводов и профилю кулачка *6*. Аналогично осуществляется привод ловящего сектора *8* с помощью кулачка *6* (сх. *б*). Сектор *8* в определенный момент зацепляется с сектором *7*, закрепленным на печатном цилиндре *1*, и согласовывает его движение с движением реек талера.

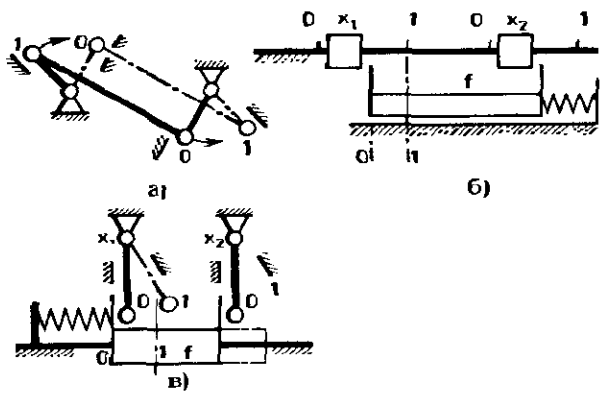
Особенность используемых в Л. кулачковых м. заключается в геометрическом замыкании звеньев *5* и *6* и связи звена *5* с кулисой *4*. В сх. *б* положение одного из роликов регулируется винтом *9*.

ЛОВЯЩИЙ СЕКТОР – см. *Ловящий м.*

ЛОГИЧЕСКИЙ М. – см. *Логический элемент.*

ЛОГИЧЕСКИЙ ТАКТ – промежуток времени, в течение которого не меняется состояние ни одного из логических элементов.

ЛОГИЧЕСКИЙ ЭЛЕМЕНТ – устр. для выполнения логических операций. Л., выполненный только из твердых звеньев, наз. логическим м. В машинах-автоматах используют также пневматические и электрические Л. При анализе и синтезе схем Л. используют основные положения алгебры логики. В логических м. обозначают: *0* – одно из устойчивых положений выходного звена; *1* – другое устойчивое положение. Для выполнения логической операции «не» – операции отрицания – применяют Л., в которых выходное звено занимает положение *1*, если входное занимает положение *0*, и соответственно выходное звено занимает положение *0*, если входное занимает положение *1*. Для этого могут быть использованы различные известные м. Например, в четырехзвенном м. на сх. *а* упоры *1* и *0* обеспечивают соответствующие положения звеньев. Для выполнения логической операции «или» – операции сложения положения двух входных звеньев Л. – определяют



положение одного выходного звена Л., выражаемое в алгебраическом виде как $f = x_1 + x_2$, что означает возможные варианты устойчивых положений для входных x_1, x_2 и выходного f звеньев:

x_1	0	1	0	1
x_2	0	0	1	1
f	0	1	1	1

Для выполнения логической операции «и» – операции умножения положения двух входных звеньев Л. – определяют положение одного выходного звена Л., выражаемое в алгебраическом виде: $f = x_1 x_2$, что означает возможные варианты устойчивых положений для входных x_1, x_2 и выходного f звеньев:

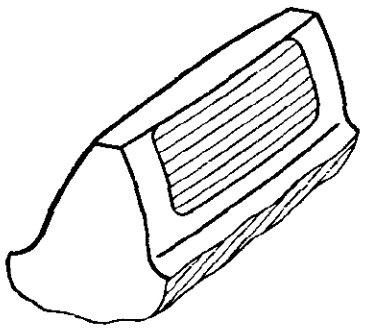
x_1	0	1	0	1
x_2	0	0	1	1
f	0	0	0	1

На сх. *б* и *в* даны в сравнении примеры м. для выполнения соответственно операций «или» и «и». Ползуны x_1, x_2 и f показаны в устойчивых положениях *0*.

В сх. *б* любой из ползунов x_1 и x_2 или оба сразу переводят ползун f из положения *0* в положение *1*.

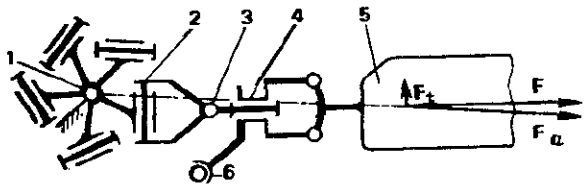
В сх. *в* любое из звеньев x_1 и x_2 или оба сразу запирают ползун f в положении *0*. Ползун f под действием пружины перемещается в положение *1*, если отвести оба звена x_1 и x_2 в положение *1*.

ЛОКАЛИЗАЦИЯ ПЯТНА КОНТАКТА ЗУБА – заданное ограничение формы, размеров и расположения пятна контакта на поверхности зуба зубчатого колеса в передаче. Продольной модификацией зуба, например приданием ему бочкообразной формы, можно получить Л. в середине зуба. Л. позволяет исключить поломку края зуба при перекосах и деформациях элементов передачи.



ЛОКАЛЬНЫЙ МИНИМУМ – минимум функции, имеющий местное значение и отличающийся от наименьшего минимума, называемого глобальным минимумом. Л. определяют при синтезе м. и, в частности, при направленном поиске в синтезе м.

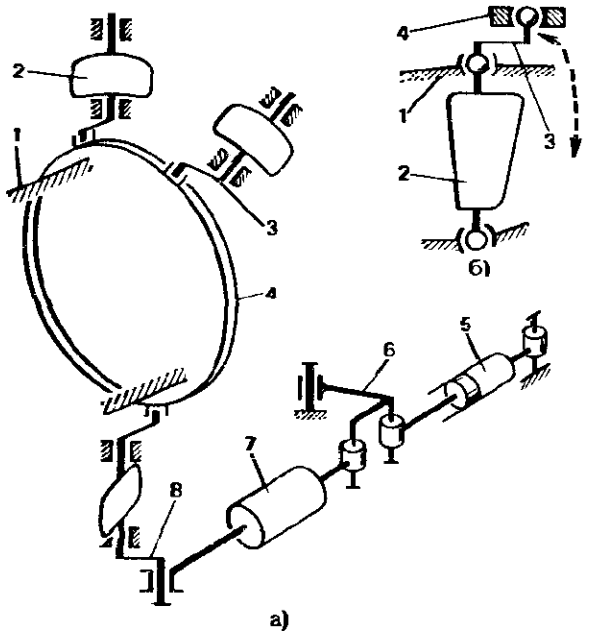
ЛОПАСТИ НЕСУЩЕГО ВИНТА М. (авиац.) – устр. для присоединения лопасти несущего винта вертолета к выходному валу редуктора.



На выходном валу *1* установлена крестовина, к которой присоединены лопасти 5. Соединение выполнено в виде двух шарниров *2* и *3* с перекрещивающимися осями и шарнира *4* с осью, пересекающей оси шарниров *2* и *3*. Шарниры *2* и *3* допускают возможность самоустановки лопасти под действием силы инерции F_a и аэродинамической силы F_t (равнодействующая сила обозначена *F*). Ось шарнира *1* повернута относительно межосевой линии вала *1* и шарнира *3* на угол, отличающийся от прямого, в частном случае на 5°47′. Поворачивают лопасть 5 вокруг оси шарнира *4* с помощью автомата перекоса, воздействующего на лопасть через шаровой шарнир *6*.

ЛОПАТОК М. (авиац.) – устр. для поворота направляющих лопаток вентилятора или компрессора.

Лопатки *2* вентилятора (сх. *а*) установлены в корпусе вентилятора на валиках *3*, имеющих эксцентричные хвостовики, взаимодействующие с пазами на кольце *4*. Кольцо *4* установлено на корпусе *1* так, что может вращаться. Поворачивают кольцо рычагом *8* через электромеханический привод *7*. Для аварийного закрытия лопаток служит гидроцилиндр 5, взаимодействующий через рычаг *6* с

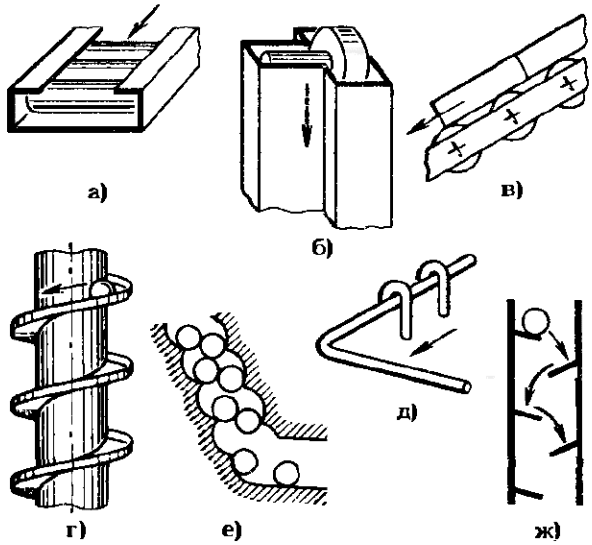


приводом *7*. При повороте кольца одновременно поворачиваются все лопатки.

На сх. *б* лопатка *2* компрессора расположена в корпусе на сферических опорах и соединена с кольцом *4* посредством кривошипа *3*. Вращением кольца поворачивают все соединенные с ним лопатки.

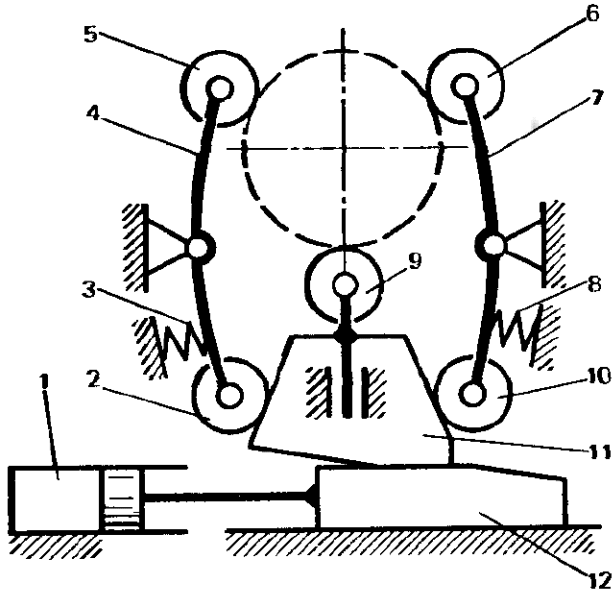
ЛОТОК (авт.) – устр. для хранения и перемещения заготовок или изделий (см. также *Магазин*).

Л. выполняют прямолинейным или изогнутым, вертикальным или наклонным. Л. может иметь коробчатое или иное сечение по форме изделия, открытое (сх. *а*) или закрытое (сх. *б*) сечение. Л. может быть роликовым (сх. *в*), винтовым (сх. *г*), зигзагообразным (сх. *д*), змейковым (сх. *е*) или каскадным (сх. *ж*).



ЛЮНЕТ САМОЦЕНТРИРУЮЩИЙСЯ (франц. lunette) – устр., служащее дополнительной опорой для вращающейся обрабатываемой длинной нежесткой заготовки и обеспечивающее неизменность положения поддерживающих элементов по отношению к оси заготовки после ее смены.

Ролики *9*, *5* и *6* удерживают заготовку в заданном положении. Ролик *9* установлен на ползуне *11*, имеющем скосы, взаимодействующие с роликами *2* и *10* и с клином *12*.

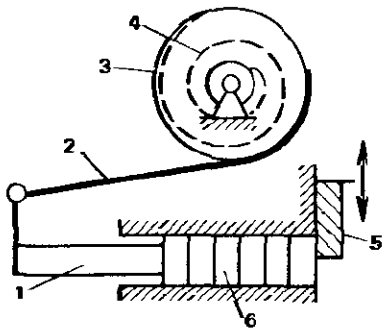


Для приведения Л. в рабочее состояние гидроцилиндром *1* двигают клин *12*, пока он не будет соприкасаться горизонтальным участком поверхности с ползуном *11*. Рычаги *4* и *7* под воздействием на них ползуна *11* приведут ролики *5* и *6* в соприкосновение с заготовкой. Силовое замыкание элементов ползуна и рычагов осуществляется пружинами *3* и *8*.

М

МАГАЗИН (от франц. magazin – склад), (авт.) – емкость для содержания запаса предметов обработки – заготовок, ориентированных определенным образом. М. с заготовками в один ряд или столбец наз. лотком, а М. с заготовками в несколько рядов наз. бункер-магазином.

Заготовки из М. перемещаются либо под действием силы тяжести либо под

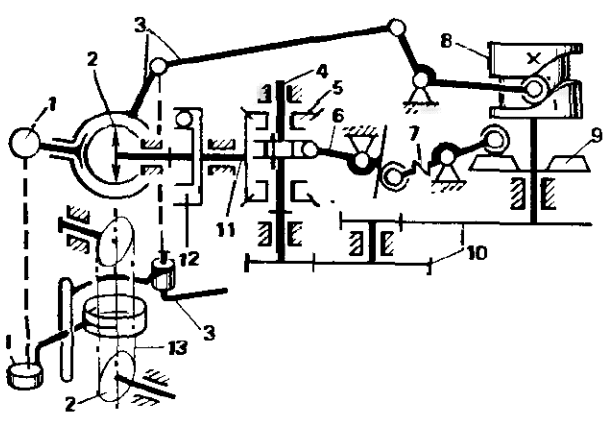


действием пружины или другого устр. принудительного действия.

В сх. принудительного перемещения ползун *1* прижимает заготовки *6* к толкателю *5*. Толкатель *5* совершает возвратно-поступательное движение и отделяет поштучно заготовки. Ползун *1* при этом перемещается под действием пружины *4*, установленной в барабане *3*. Движение от барабана ползуну передается через ленту *2*, закрепленную одним концом на барабане, другим – на ползуне.

МАГАЗИННОЕ ЗАГРУЗОЧНОЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЕ (авт.) – устр. для вертикального прерывистого перемещения и качательного движения питателя.

Питатель *1* соединен шарнирно с цепью *13* цепной передачи и совершает поступательное вертикальное и качательное горизонтальное движения. Оба движения передаются от ведущего вала *4*. Через конический реверс *5* вращение передается на вал *11* и далее через м. свободного хода *12* звездочке *2* цепной передачи. Таким образом, вертикально перемещается питатель *1*. От вала *4* через зубчатый редуктор *10* вращение передается кулачку *9* и кулачку *8*. Кулачок *9* приводит в действие переключатель реверса, содержащий два взаимодействующих рычага *6* и *7*. Рычаг *7* через пружину и ролик воздействует на площадку рычага *6*, переводя его из одного устойчивого крайнего положения в другое устойчивое положение. Вместе с рычагом *6* переводится муфта реверса *5*, соединяя вал *4* то с одним, то с другим свободно расположенным на нем коническим колесом. При этом ведомый вал *11* реверса совершает качательное движение вокруг своей оси. Через м. свободного хода движение пропускается только в одном направлении, но при этом оно получается прерывистым. От кулачка *8* через четырехзвенный шарнирный м. *3* передается качательное движение питателю *1*.



Сх. м. обеспечивает согласованность движений благодаря кинематической связи звеньев, осуществляющих оба движения.

МАГНИТНАЯ СВЯЗЬ В М. – связь звеньев, осуществляемая благодаря прохождению через элементы звеньев магнитного потока при отсутствии между ними контакта.

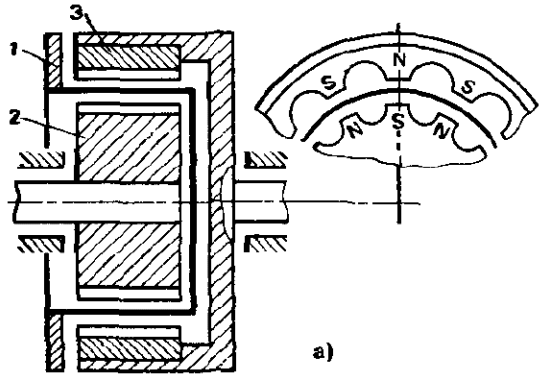
М. позволяет обеспечивать взаимодействие звеньев через герметичную перегородку, в вакууме, при высоких и низких температурах.

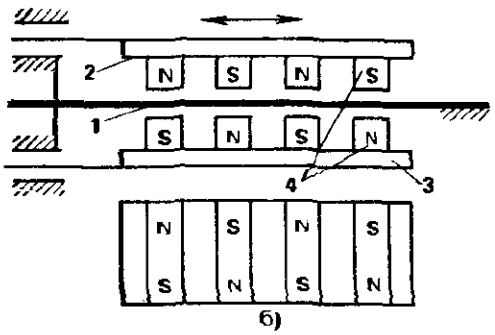
При использовании М. потери энергии малы и отсутствует износ. М. используют в качестве демпферов, динамометров, муфт (сх. *а*), м. поступательного движения (сх. *б*), редукторов (сх. *в*) и др. м.

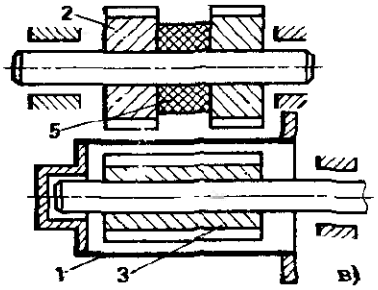
На сх. *а–в* движение передается от входного звена *2* через перегородку *1* выходному звену *3*. В сх. *а* входное и выходное звенья выполнены в виде магнитов с полюсами – зубцами *N* и *S*.

В сх. *б* полосовые магниты *4* расположены на входном и выходном звеньях, выполненных в виде немагнитных пластин.

В сх. *в* между элементами входного звена *2*, выполненными в виде двух колес с зубьями, установлен постоянный магнит *5*. Выходное звено *3* представляет собой сплошное колесо с зубьями. Оба звена – из магнитного материала.







Сх. *а* и *б* характеризуются активным взаимодействием магнитов обоих звеньев. Благодаря этому взаимодействию и передаются усилия со стороны одного звена другому звену.

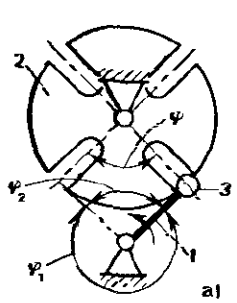
В сх. *в* магнит находится на одном звене, и вращающий момент передается вследствие наибольшей магнитной проводимости при расположении вершин зубьев колес *2* и *3* напротив друг друга. При увеличении момента происходит их относительное смещение.

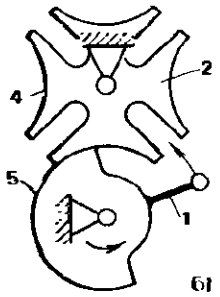
МАЛЫШЕВА ФОРМУЛА – см. *Число степеней свободы.*

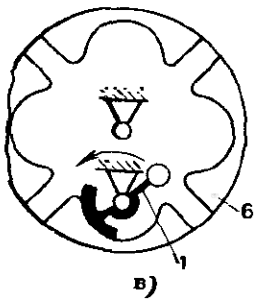
МАЛЬТИЙСКИЙ М. (от сходства выходного звена с мальтийским крестом – эмблемой духовно-рыцарского Мальтийского ордена) – устр., преобразующее непрерывное вращательное движение входного звена в одностороннее прерывистое движение выходного звена. М. наз. также шаговым м. Применяют М. в станках-автоматах и автоматических линиях для транспортировки изделий и смены инструмента.

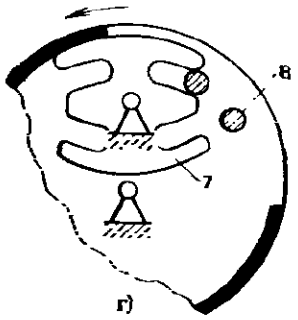
М. может быть выполнен с наружным (сх. *а*, *б*) и внутренним (сх. *в*, *г*) зацеплением. М. передает движение между валами с параллельными (сх. *а*–*г*) и пересекающимися осями (сх. *д*), между вращающимися и поступательно движущимися звеньями.

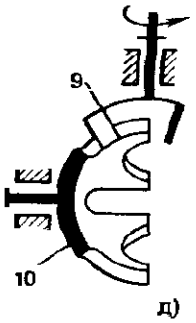
Простейший М. содержит кривошип *1* (сх. *а*) с пальцем *3*, взаимодействующим с пазом выходного звена *2* – кулачка, называемого мальтийским крестом. Паз выполняют прямолинейным (сх. *а*, *б*, *в*, *д*, *е*, *з*) или криволинейным (сх. *г*, *ж*). Звено *1* (сх. *а*) движется непрерывно. За один цикл движения оно свободно

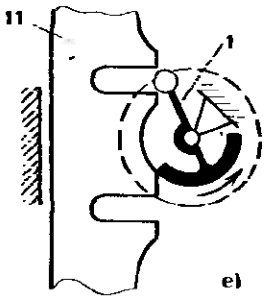


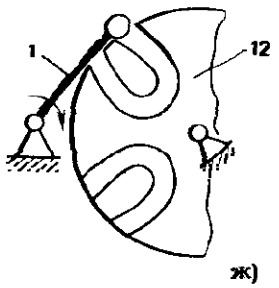


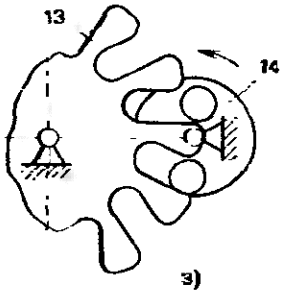












поворачивается на угол φ_1 и взаимодействует со звеном *2* при угле поворота φ_2. За это время звено *2* поворачивается на угол $\psi = 2\pi/z$, где z – число пазов. Отношение времени движения выходного звена ко времени цикла называют коэффициентом движения.

Углы φ_2 и ψ связаны зависимостью $\varphi_2 = \pi - \psi$. С учетом того, что $\psi = 2\pi/z$ при равномерном вращении кривошипа, определяют коэффициент движения $\tau_д = \varphi_2/2\pi = 0{,}5(z-2)/z$.

В сх. *а*, *б* при $3 \leqslant z \leqslant 24$ получают $0{,}167 \leqslant \tau_д \leqslant 0{,}458$, в сх. *в* $\tau_д = 0{,}5(z+2)/z$, поэтому при $3 \leqslant z \leqslant 24$ соответственно $0{,}833 \geqslant \tau_д \geqslant 0{,}542$.

Для того чтобы выходное звено за время свободного вращения кривошипа было неподвижным, используют стопорное устр. (сх. *б*) в виде двух взаимодействующих поверхностей *5* на входном звене и *4* на выходном звене. Эти поверхности выполняют по дуге окружности.

В сх. *в* элементы кривошипа те же, что и в сх. *б*, а выходное звено выполнено в виде диска с выступами *6*.

В сх. *г* выходное звено *7* имеет криволинейные пазы, а выходное – цевки *8*.

В сх. *д* выходное звено *10* имеет форму сферы с прорезями, а кривошип *9* имеет палец и стопорную поверхность в виде конуса.

В сх. *е* кривошип *1* взаимодействует с прямолинейными пазами рейки *11*.

В сх. *ж* выходное звено *12* имеет криволинейные пазы, что обеспечивает плавность входа пальца кривошипа в паз и соответственно плавное изменение угловой скорости выходного звена. Аналогичный эффект достигается и в других сх. М. (см. *Кулачково-мальтийский м.*, *Зубчато-мальтийский м.*).

В сх. *з* входное звено *14* имеет два пальца, которые поочередно взаимодействуют с пазами выходного звена *13*, расположенными наклонно по отношению к радиальному направлению, что обеспечивает малые углы давления при направлении вращения звена *14*, показанном стрелкой. Плавный вход пальца в паз обеспечивается криволинейным начальным участком.

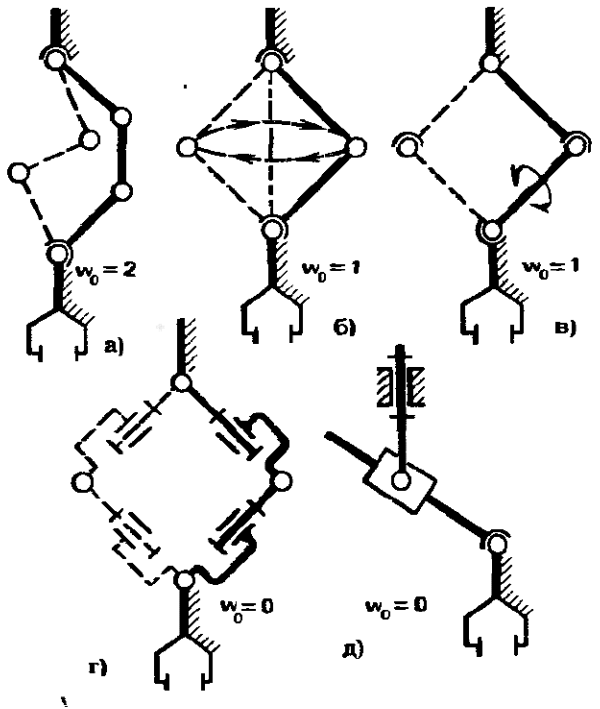
МАНЕВРЕННОСТЬ (франц. manoeuvrer – приводить в движение, управлять, маневрировать, от лат. manu operor – работаю руками) – способность устр. или выходного звена изменять направление движения и положение в пространстве по командам управления.

Критериями М. являются радиус кривизны траектории движения при изменении направления, время, за которое можно изменить положение в пространстве, и др.

МАНЕВРЕННОСТЬ МАНИПУЛЯТОРА – способность манипулятора обходить препятствия в рабочем пространстве. М. характеризуется числом степеней свободы w_0 при неподвижном захватном устр. и числом возможных вариантов положения звеньев. Эти характеристики определяются общим числом степеней свободы (без учета раскрытия и закрытия захватного устр.) за вычетом необходимых для движения захватного устр. в свободном пространстве (шесть в пространстве и три в плоскости), а также наличием и расположением вращательных кинематических пар.

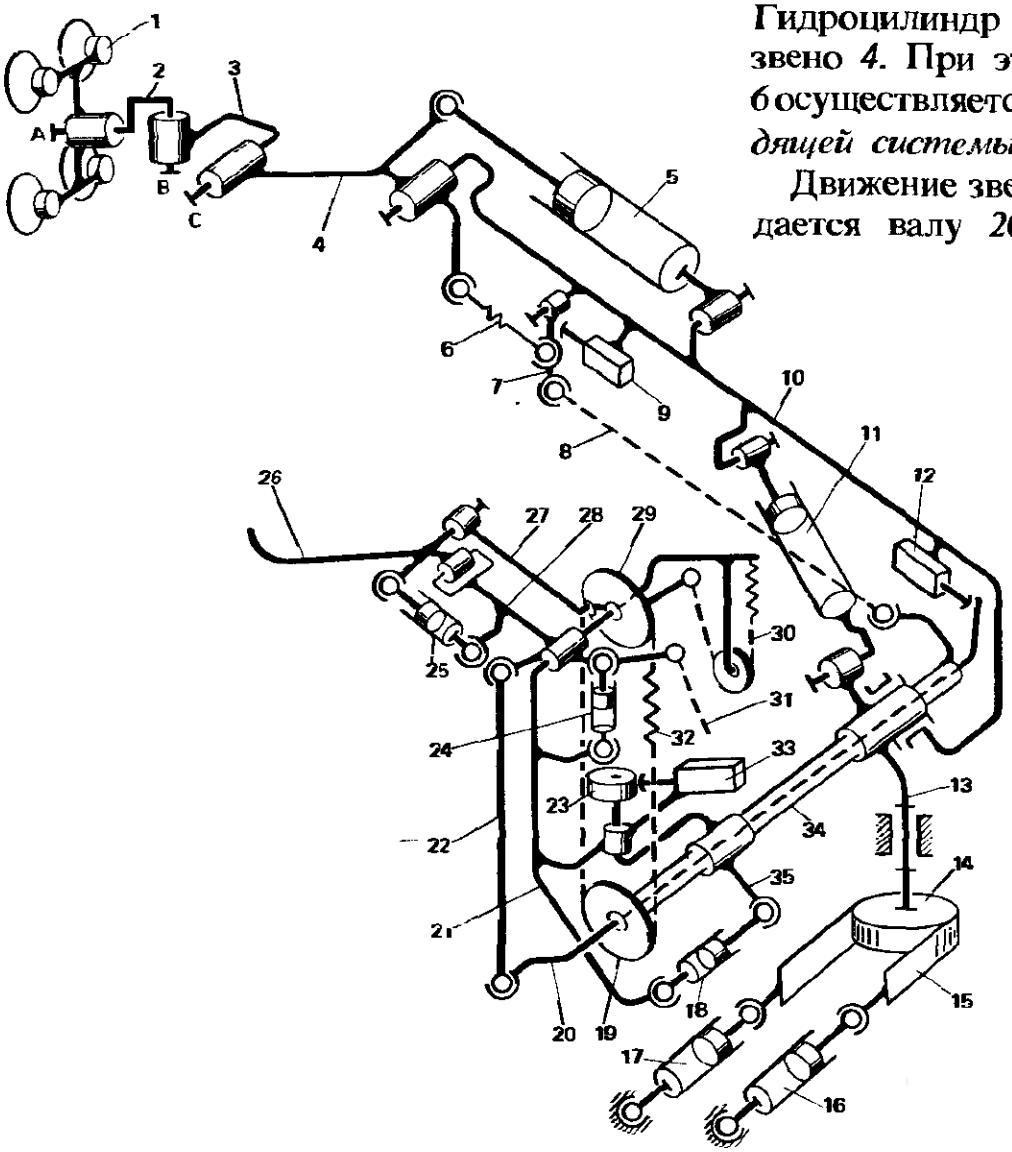
В сх. *а* при $w_0 = 2$ звенья могут иметь множество положений.

В сх. *б* при $w_0 = 1$ также возможно множество положений, но звенья описы-



вают при движении поверхность, а в сх. *а* звенья могут двигаться в определенном пространстве. Хотя в сх. *в* $w_0 = 1$, там возможны лишь два положения, так как существует одна лишняя степень свободы – вращение одного из звеньев вокруг своей оси. Аналогично два положения получаются в сх. *г*, но при $w_0 = 0$. В сх. *д* из-за наличия поступательной пары при $w_0 = 0$ имеется всего одно возможное положение звеньев.

МАНИПУЛЯТОР (франц. manipulateur, от лат. manipulus – пригоршня, горсть, manus – рука) – управляемое устр. или машина для выполнения двигательных функций, аналогичных функциям руки человека при перемещении объектов в пространстве, оснащенное рабочим органом (обычно захватным устр.).



М. содержит следующие основные части: захватное устр., кинематическую цепь с приводными кинематическими парами (основу такого решения представляет незамкнутая кинематическая цепь, которая с учетом приводных пар становится замкнутой многоконтурной) и систему управления. Система управления может быть выполнена в виде незамкнутой кинематической цепи (см. *Копирующий манипулятор*) и может содержать немеханические средства управления и автоматики.

Вакуумное захватное устр. *1* и приводные кинематические пары *A*, *B*, *C*, соединяющие звенья *1*, *2*, *3* и *4*, управляются кнопками, расположенными на ручке *26*. Звенья *4*, *10* и *13* повторяют движения звеньев *26*, *28* и *21*, задаваемые оператором. При этом движение звена *26* через тягу *27*, м., содержащий шкивы *29*, *19*, и гибкую растяжимую связь *32*, полый вал *34*, тягу *8* и рычаг *7* передается гидрораспределителю *9*, управляющему работой гидроцилиндра *5*. Гидроцилиндр *5* приводит в движение звено *4*. При этом через упругое звено *6* осуществляется обратная связь (см. *Следящей системы м.*).

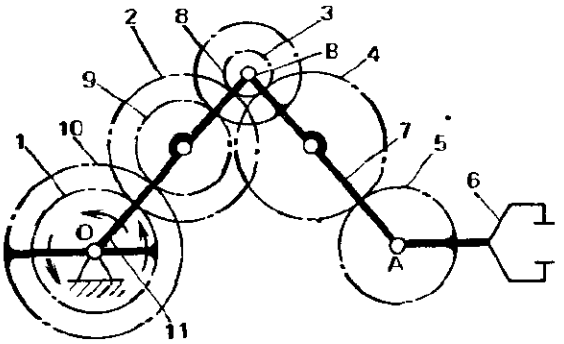
Движение звена *28* через тягу *22* передается валу *20* и далее гидрораспределителю *12*, управляющему работой гидроцилиндра *11*. Гидроцилиндр *11* сообщает движение звену *10*.

Поворот звена *21* относительно звена *35* и жестко связанного с ним кулачка *23* приводит к срабатыванию гидрораспредителя *33*, управляющего гидроцилиндрами *16* и *17*, которые через ленту *15* и шкив *14* поворачивают платформу *13*.

Для имитации нагрузки на ручке управления служат установленные между шарнирно соединенными звеньями загрузочные

гидроцилиндры *18*, *24*, *25* (см. также. *Загрузки системы управления м.*). Вес ручки *26* и тяги *27* воспринимается упругой связью *30*, а вес звена *28* — аналогичной связью *31* (см. *Уравновешивания манипулятора м.*).

МАНИПУЛЯТОРА ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ М. — устр., содержащее взаимодействующие между собой зубчатые и шарнирные или рычажные м., обеспечивающие перемещение и ориентацию рабочего оборудования манипулятора.



На сх. прямолинейно-направляющий м., содержащий звенья *11*, *7* и зацепляющиеся между собой зубчатые колеса *10*, *9* и *8*, выполнен вместе с м. ориентации захватного устр. *6*. М. ориентации содержит зацепляющиеся колеса *1*, *2*, *3*, *4*, *5*. Колесо *8* жестко соединено со звеном *7*, а колесо *5* — с захватным устр. *6*.

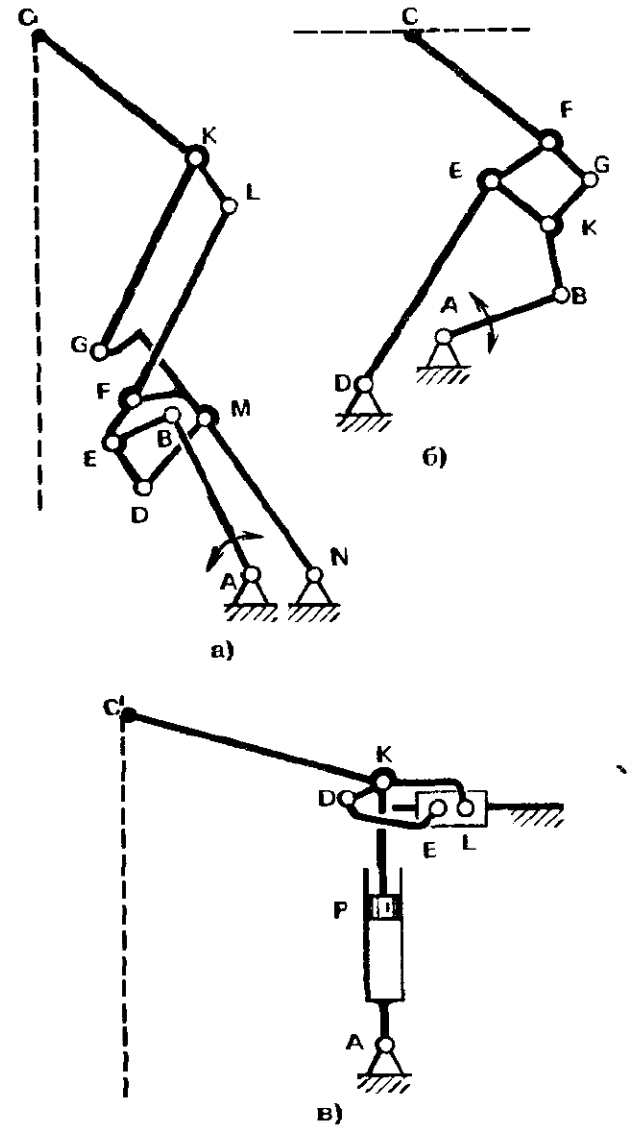
Передаточные отношения первого и второго зубчатых м. при неподвижных звеньях *11* и *7* следующие:

$$i_{10-8} = 2;\ i_{1-5} = 1.$$

При этом, если поворачивать звено *11* при неподвижных колесах *10* и *1*, то т. *A* будет перемещаться по прямой *AO* (см. *Манипулятора прямолинейно-направляющий точный м.*), и захватное устр. будет двигаться поступательно (см. *Манипулятора поступательно-прямолинейный направляющий м.*).

Вращая колесо *10*, можно поворачивать звено *7* вокруг т. *B*, а вращением колеса *1* задают положение захватного устр., поворачивая его вокруг т. *A*.

МАНИПУЛЯТОРА ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ ПРИБЛИЖЕННЫЙ М. — шарнирный или рычажный м., приближенно воспроизводящий прямолинейную траекторию т. захватного устр. манипулятора.



На сх. *а*, *б*, *в* — М. на основе м. IV класса. При соотношениях размеров, приведенных на сх., т. *C* имеет траекторию, близкую к прямой на большом участке, что позволяет использовать данные м. в манипуляторах.

На сх. *а* — восьмизвенный м. Коромысло *AB* — входное звено. К нему в т. *B* и к стойке в т. *N* присоединена структурная группа IV класса с контуром *FMDE*. Особым свойством М. приведенного на сх., отличающим его от других направляющих м., является его компактность в нерабочем состоянии. К звену *MN* присоединено шарнирно звено *GK*, которое параллельно звену *FL*. Контур *KLGF* — параллелограмм. Звено *CKL* — выходное. Оно вместе со звеном *KG* образует структурную группу II класса.

На сх. *б* – более простой м., содержащий структурную группу IV класса (контур *EFGK*), соединенную со стойкой в т. *D* и с входным звеном в т. *B*.

На сх. *в* – рычажный м., приводимый от гидроцилиндра *APK*. Здесь две поступательные пары: в гидроцилиндре – пара *P* и в соединении ползуна *EL* со стойкой. Так же, как и в сх. *б*, м. имеет одну структурную группу IV класса (контур *EDKL*), присоединенную к входному звену и к стойке.

МАНИПУЛЯТОРА ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ ТОЧНЫЙ М. – шарнирный или рычажный м., воспроизводящий прямолинейную траекторию точки захватного устр. манипулятора.

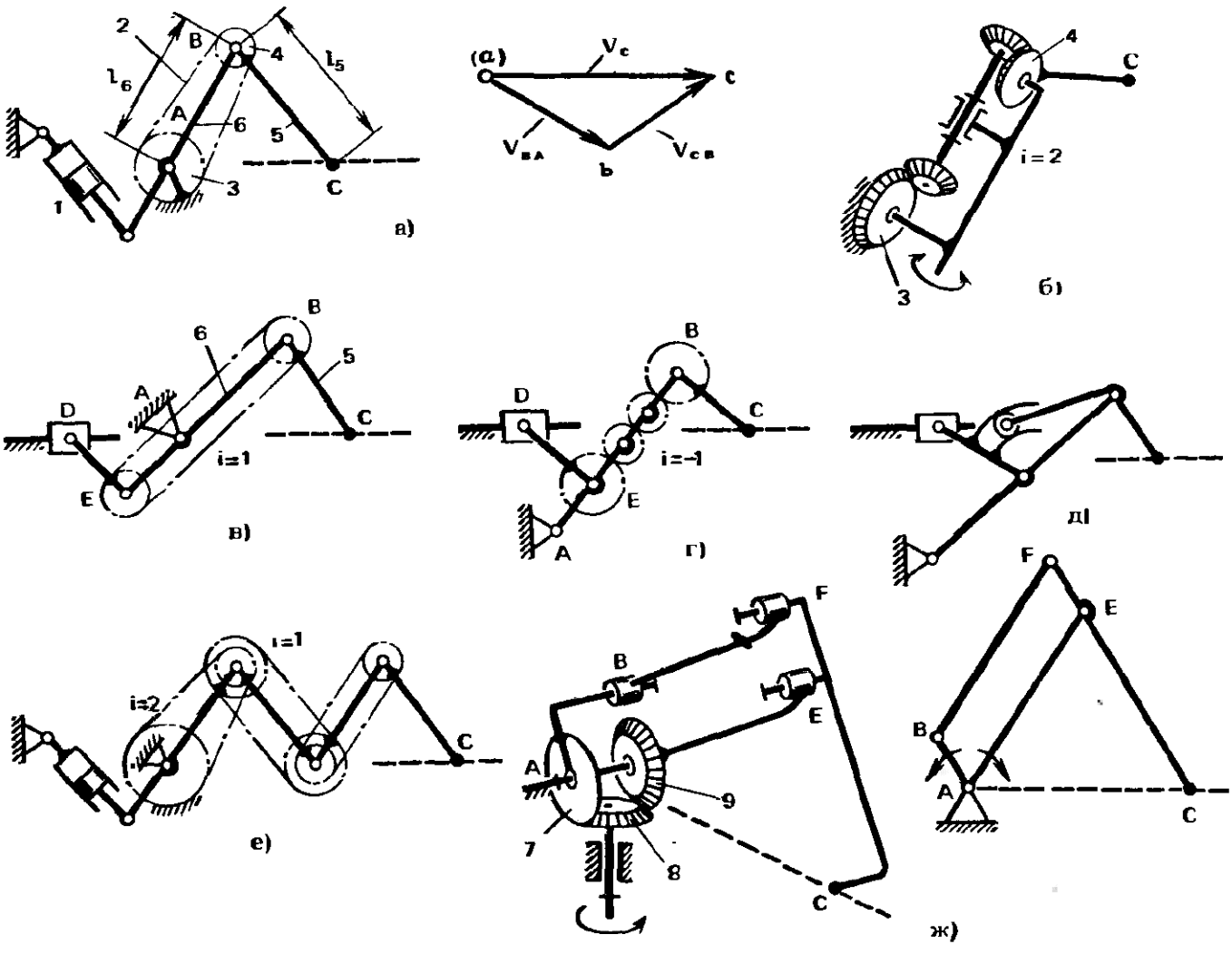
В рычажно-цепной передаче (сх. *а*) звездочка *3* неподвижна, а звездочка *4* жестко соединена с ведомым звеном *5*. Звездочки *3* и *4* связаны между собой цепью *2*. При движении ползуна *1* рычаг *6* поворачивается, и звездочка *4* совершает планетарное движение.

Для прямолинейного движения точки *C* при $l_5 = l_6$ необходимо, чтобы передаточное отношение цепной передачи было равно двум. Это условие следует из рассмотрения относительного движения звеньев. Относительно звена *6* передаточное отношение цепной передачи $\frac{\omega_5 - \omega_6}{\omega_0 - \omega_6} = i$. Здесь $i = z_3/z_4$, где z_3, z_4 – числа зубьев соответственно звездочек *3* и *4*; ω_5, ω_6, ω_0 – угловые скорости соответственно звеньев *5*, *6* и стойки (неподвижного звена).

Так как $\omega_0 = 0$, то $\omega_5/\omega_6 = 1 - i$.

При $l_5 = l_6$ для прямолинейного движения необходимо условие $\omega_5 = -\omega_6$, что следует из равенства скоростей $|v_{BA}| = |v_{CB}|$ и различия направлений вращения звеньев (см. сх. *а*, справа). Следовательно, $i = 1 - \omega_5/\omega_6 = 1 + 1 = 2$.

При $l_5 \neq l_6$ необходимо, чтобы $\frac{\omega_5}{\omega_6} = -\frac{l_6}{l_5}$. Тогда $i = 1 + l_6/l_5$.



Если передаточное отношение не удовлетворяет этому условию, то точка C будет двигаться по криволинейной траектории.

Сх. *а* аналогична схемам, в которых вместо цепной передачи установлена любая другая передача с таким же передаточным отношением, например коническая (сх. *б*).

В сх. *в*, *г* показаны варианты рычажно-цепного и рычажно-зубчатого м. соответственно с передаточными отношениями передач $i = 1$, $i = -1$. В обеих схемах точка C совершает прямолинейное движение, так как при этом относительный поворот звеньев в кинематических парах B и E обеспечивает подобие треугольников AED и ABC.

В сх. *д* для получения прямолинейного движения т. C применен рычажно-кулачковый м.

Из рассмотренных устройств можно компоновать более сложные м., последовательно присоединяя к ним структурные группы, как показано, например, на сх. *е*.

В сх. *ж* использован пантограф, содержащий звенья AB, BF, FC и AE, в совокупности с конической зубчатой передачей. Ведущее колесо *8* сообщает движение колесам *7* и *9* с одинаковой скоростью, но в разных направлениях. Поворот звеньев AB и AE (сх. *ж* справа), жестко связанных с колесами *7* и *9*, приводит к прямолинейному движению т. C.

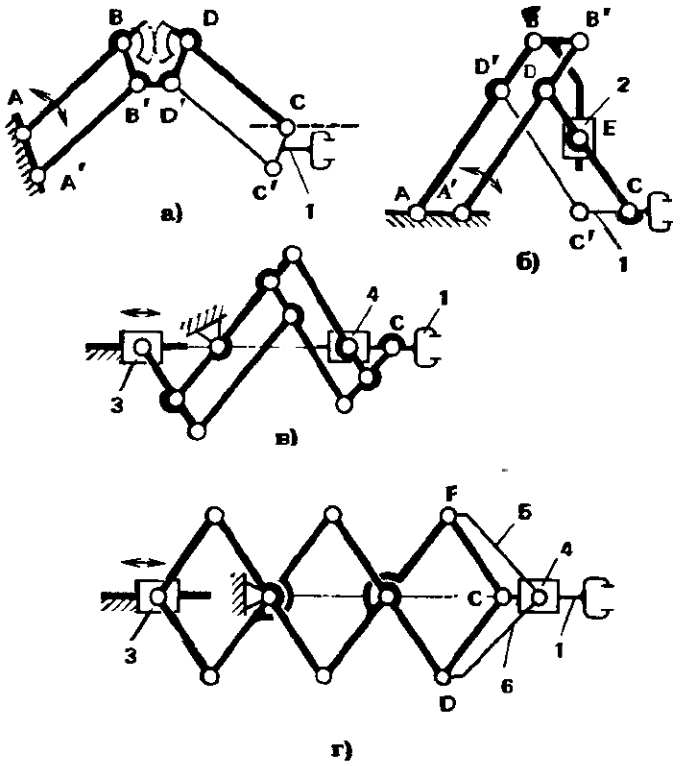
МАНИПУЛЯТОРА ПРЯМОЛИНЕЙНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – шарнирный или рычажный м., воспроизводящий прямолинейно-поступательное движение захватного устр. манипулятора.

Для получения прямолинейно-поступательного движения к прямолинейно-направляющему м. (на сх. дан жирными линиями) присоединяют дополнительные звенья, образующие последовательно присоединенные к стойке параллелограммы (сх. *а*), либо к имеющимся в м. параллелограммам присоединяют структурную группу с поступательной парой, одним из звеньев, образующих которую является захватное устр. (сх. *б* и *в*).

В сх. *а* прямолинейный направляющий м. выполнен в виде параллелограмма $ABB'A'$ и зубчатого м., один из зубчатых секторов которого соединен жестко со звеном AB, а другой – со звеном DC, причем $DC = AB$. Т. C имеет прямолинейную траекторию. Присоединение звена $D'C'$ позволяет образовать параллелограмм $DCC'D'$.

При повороте звена AB реализуется параллельное положение прямых BB', AA' и DD', CC', а следовательно, поступательное движение звена CC' и присоединенного к нему захватного устр. *1*.

Сх. *б* отличается от сх. *а* тем, что здесь вместо зубчатой передачи звено BB', которое параллельно AA', соединено поступательной парой со звеном *2*, а то в свою очередь – шарнирно со звеном DC. При этом $B'E \perp BB'$. Точки E, D, B' расположены так, что образуют равнобедренный треугольник, у которого $DE = B'D$. При движении треугольник остается все время равнобедренным, а его основание $B'E \perp BB'$. Благодаря этому остается равнобедренным и $\triangle A'DC$, а т. C движется по прямой. Для обеспечения поступательного перемещения так же, как и в сх. *а*, образован параллелограмм $DCC'D'$.



В сх. *в* и *г* прямолинейное движение т. *С* захватного устр. *1* воспроизводится благодаря использованию пантографов, приводимых в движение ползуном *3*.

Для обеспечения поступательного движения в сх. *в* присоединена структурная группа II класса, содержащая звенья *1* и *4*, образующие поступательную пару.

В сх. *г* эта же задача решена присоединением структурной группы III класса, содержащей звенья *1, 4, 5, 6*. Звенья *4* и *1* образуют поступательную пару.

МАНОМЕТР (от греч. manos – редкий, неплотный и metreo – измеряю) – устр. для измерения давления жидкостей и газов.

На сх. *а* вследствие давления жидкости или газа деформируется диафрагма *1*. Через шток *3* движение передается кулисе *4* и далее через зубчатый сектор *5* и шестерню *6* – стрелке *2*, угол поворота которой соответствует величине измеряемого давления.

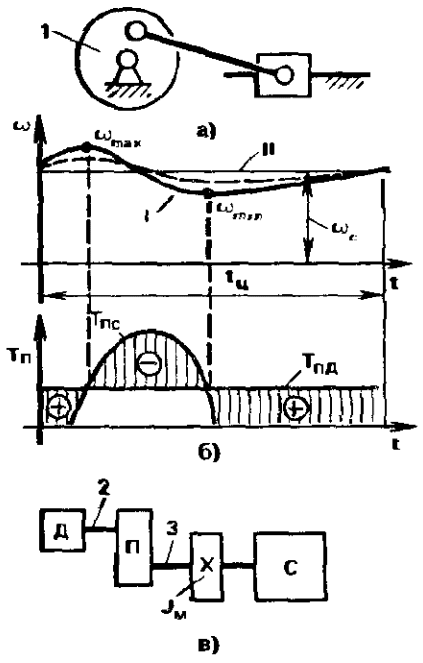
В сх. *б* измеряется разность давлений p_1 и p_2 в сильфонах *7* и *8*. Разности давлений соответствует разность деформаций сильфонов. Движение через шатун *9*, сектор *5* и шестерню *6* передается стрелке *2*.

В сх. *в* пружинная трубка *10* при подаче в нее газа или жидкости под давлением стремится распрямиться и при этом поворачивает через тягу *9* колесо *5*. Колесо *5*, взаимодействуя с шестерней *6*, поворачивает стрелку *2*.

В сх. *г* трубка выполнена в виде винтовой пружины *11*. Конец пружины в зависимости от давления поворачивается на определенный угол. Этот поворот также передается на стрелку *2*.

МАТЕРИАЛЬНАЯ ТОЧКА – точка, обладающая массой.

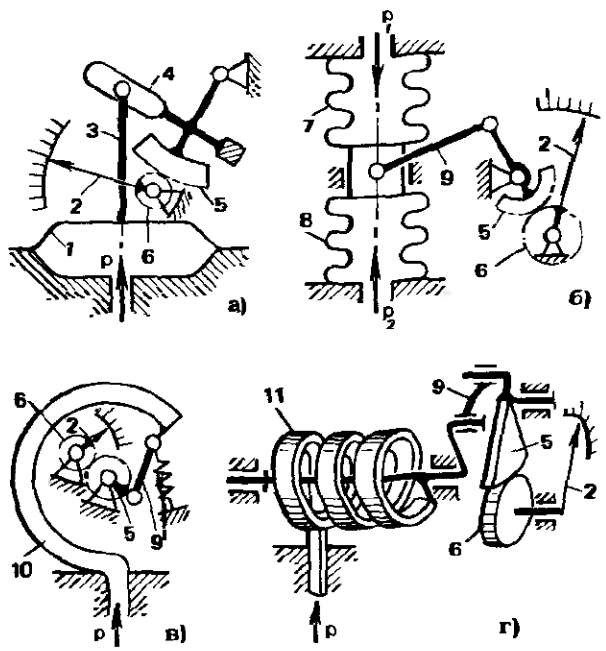
МАХОВИК – вращающееся тело, характеризующееся добавочным моментом инерции и предназначенное для уменьшения коэффициента неравномерности движения м. М. выполняют в виде массивного сплошного диска *1* (сх. *а*) или шкива с тяжелым ободом и спицами.



М. аккумулирует энергию при увеличении угловой скорости и отдает ее при уменьшении скорости (на сх. *б* – *I* – изменение угловой скорости ведущего звена без М., штриховая линия – то же с М., *II* – средняя скорость ω_c). Если рассмотреть процесс движения М. за один период установившегося движения $t_ц$ и при этом пренебречь инерцией звеньев м., получим уравнение движения м.

$$\frac{J_м\omega_{max}^2}{2} - \frac{J_м\omega_{min}^2}{2} = A_{изб},$$

где $J_м$ – момент инерции маховика; $A_{изб}$ – избыточная работа на участке между экстремальными значениями угло-



вой скорости ω_{max} и ω_{min} (на сх. *б* даны $T_{пс}$ и $T_{пд}$ – приведенные моменты сил сопротивления и движущих сил – см. *Приведенная сила*). Преобразуя уравнение следующим образом:

$$J_м(\omega_{max} - \omega_{min})\frac{(\omega_{max} + \omega_{min})}{2} = A_{изб}$$

и с учетом, что средняя скорость $\omega_c = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$, а отношение $\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_c}$ равно коэффициенту неравномерности движения м. δ, получим $J_м = \frac{A_{изб}}{\delta\omega_c^2}$.

Если к м. *С* подключен, например, двигатель Д через передачу *П* (сх. *в*), то момент инерции маховика может быть уменьшен на величину $J_д i^2$, где $J_д$ – момент инерции ротора двигателя; i – передаточное отношение – отношение угловых скоростей ротора двигателя и М. $J_м$ может быть пересчитан, если М. установлен на валу передачи, не являющемся звеном приведения. В этом случае $J_{м3} = J_{м2}\left(\frac{\omega_2}{\omega_3}\right)^2$, где индекс 2 относится к звену, для которого проведен расчет, 3 – к звену, на котором установлен маховик.

МАШИНА (франц. machine, лат. machina) – устр., выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда.

МАШИНА-АВТОМАТ – машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека.

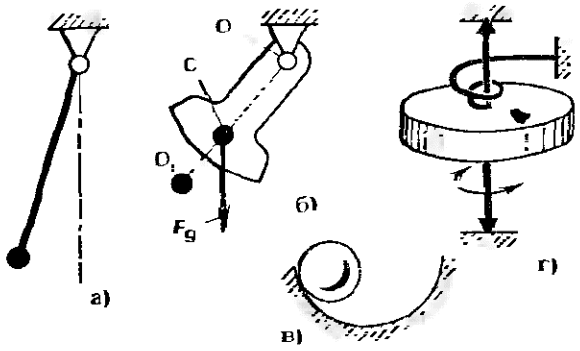
МАШИНОВЕДЕНИЕ – наука о машинах, объединяющая комплекс научных исследований по наиболее общим вопросам, связанным с машиностроением, независимо от областей принадлежности и целевого назначения машин.

МАШИНОСТРОЕНИЕ – комплекс отраслей промышленности, изготавливающих орудия труда, а также предметы потребления и продукцию оборонного назначения.

МАЯТНИК – твердое тело, совершающее под действием приложенных сил колебания около неподвижной точки или оси.

На сх. *а* – математический М. – материальная т., подвешенная к стойке на невесомой нерастяжимой нити и совершающая движения под действием силы тяжести в вертикальной плоскости. Период малых колебаний т. $T = 2\pi\sqrt{l/g}$, где l – длина нити; g – ускорение свободного падения.

На сх. *б* – физический М. – твердое тело, совершающее колебания под действием силы тяжести $\bar{F}_g$ около неподвижной горизонтальной оси O, не проходящей через центр тяжести C. Период малых колебаний такого М. $T = 2\pi\sqrt{J/(mgd)}$, где J – момент инерции М. относительно оси O; m – масса М.; $d = OC$. Физический М. характеризуют приведенной длиной O_1O – длиной нити математического М., имеющего тот же период колебаний при одинаковой массе m. Точку O_1 наз. центром качания физического М.

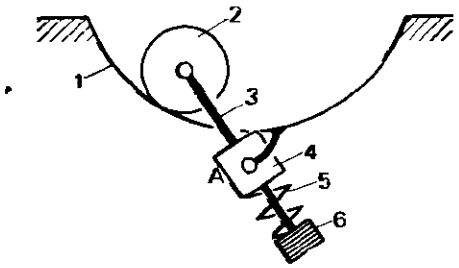


На сх. *в* – разновидность физического М. – шар, совершающий колебания в круговом желобе.

На сх. *г* – крутильный М. – диск, установленный на вертикальной оси и связанный со стойкой спиральной пружиной.

М. используют в приборах для определения времени, ускорения свободного падения, момента инерции тел и т. п.

МАЯТНИКОВЫЙ ГАСИТЕЛЬ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ – устр. для уменьшения амплитуды поперечных ко-

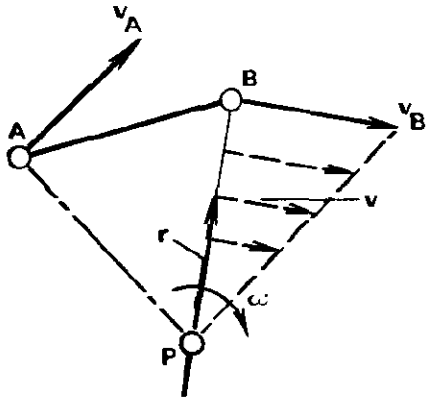


лебаний платформы за счет упругого присоединения к ней качающегося груза.

Криволинейная направляющая *1* прикреплена к платформе транспортного средства. Груз *2* выполнен в виде катка, шарнирно соединен со звеном *3*, которое перемещается в кулисе *4*. Кулиса *4* шарнирно соединена с платформой в т. *A*. Груз *2* прижат к направляющей пружиной *5*. На конце звена *3* установлен противовес *6*. При поперечном перемещении платформы груз *2* стремится сохранить свое положение в пространстве и катится по направляющей. М. за счет перемещения и подъема груза и сжатия пружины аккумулирует энергию при удалении платформы от среднего положения и возвращает ее при приближении платформы к среднему положению. При этом амплитуда колебаний уменьшается.

МГНОВЕННАЯ ОСЬ ВРАЩЕНИЯ – прямая, поворотом вокруг которой тело, имеющее неподвижную точку, перемещается из данного положения в положение, бесконечно близкое к данному.

МГНОВЕННЫЙ ЦЕНТР ВРАЩЕНИЯ – точка неподвижной плоскости, поворотом вокруг которой плоская фигура перемещается из данного положения в положение, бесконечно близкое к нему. В каждый момент времени М. совпадает с мгновенным центром скоростей.



МГНОВЕННЫЙ ЦЕНТР СКОРОСТЕЙ – точка плоской фигуры, скорость которой в данный момент времени равна нулю. Если известны векторы $\vec{v}_A$ и $\vec{v}_B$ скоростей двух т. *A* и *B* одного тела (звена), то М. находят на пересечении перпендикуляторов к данным векторам, проходящих через указанные точки. На сх. М. обозначен буквой *P*. Для скоростей остальных точек тела справедлива зависимость $\vec{v} = [\vec{\omega}, \vec{r}]$, где $\vec{r}$ – радиус-вектор от исследуемой точки до *P*.

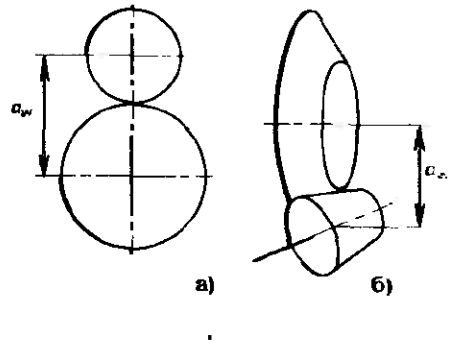
МГНОВЕННЫЙ ЦЕНТР УСКОРЕНИЙ – т. плоской фигуры, ускорение которой в данный момент времени равно нулю.

МЕЖОСЕВАЯ ЛИНИЯ ПЕРЕДАЧИ – прямая линия, пересекающая оси колес передачи под прямым углом.

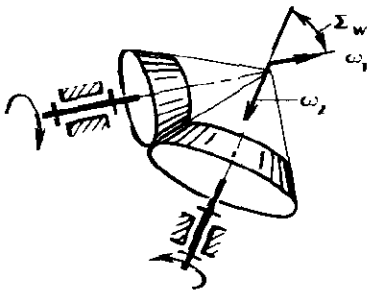
МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ ПЕРЕДАЧИ – кратчайшее расстояние a_w между осями вращения колес. Для цилиндрической зубчатой передачи $a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2}$, где d_{w1} и d_{w2} – начальные диаметры зубчатых колес, знак «+» для внешнего зацепления, знак «–» для внутреннего зацепления.

М. (мм) выбирают из ряда предпочтительных чисел, например, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400 и т. п. В многоступенчатых зубчатых передачах a_w для каждой последующей ступени принимают в 1,6 раза больше, чем a_w предыдущей ступени.

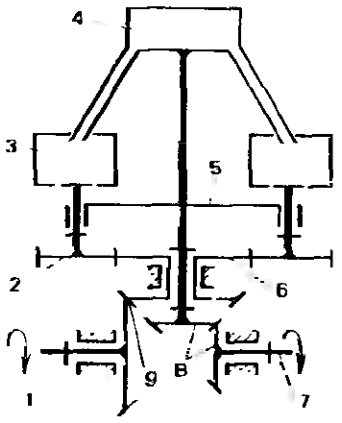
При контроле зубчатого колеса вводят в беззазорное зацепление с ним специальное измерительное колесо и замеряют М. При этом из-за погрешностей изготовления имеет место колебание измеряемого М. (разность между наибольшим и наименьшим действительными М.), обозначаемое F''_{ir} за оборот колес и f''_{ir} за поворот на один угловой шаг.



МЕЖОСЕВОЙ УГОЛ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – угол Σ_w, дополняющий до 180° угол между векторами угловых скоростей $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_2$ взаимодействующих колес передачи.

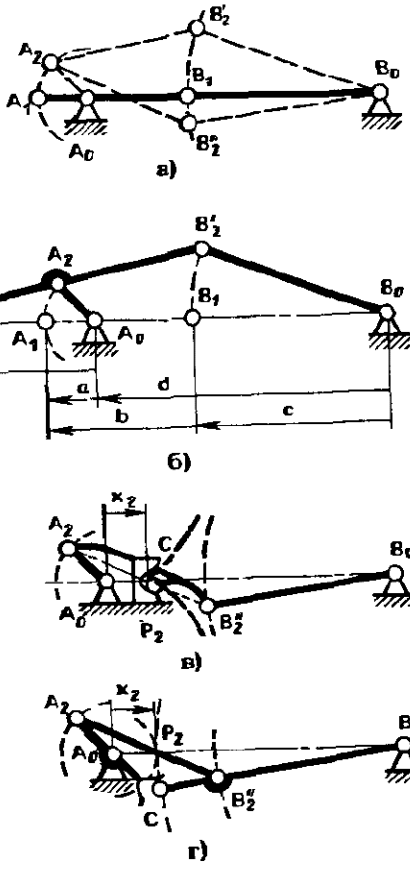


МЕЛЬНИЦЫ ПЛАНЕТАРНЫЙ М. – устр. для размельчения материала в барабанах, совершающих планетарное движение. Материал из вращающейся емкости *4* подается под действием собственного веса и сил инерции в барабаны *3*, заполненные металлическими шарами. В барабанах производится помол материала. Барабаны вращаются вокруг собственной оси благодаря передаче вращения вала *1* через коническую передачу *9*, солнечное колесо *6* и сателлиты *2*. Оси барабанов перемещаются вместе с водилом *5*, приводимым от вала *7* через коническую передачу *8*.



МЕРТВАЯ ТОЧКА В М. – крайнее положение выходного звена в м., при котором его скорость равна нулю и направление дальнейшего движения без наличия сил инерции однозначно не определено.

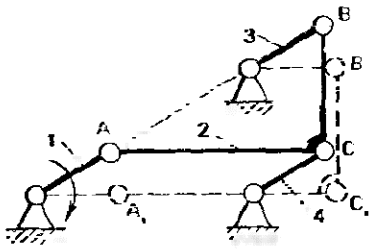
В сх. *а* М. имеет место, когда точки A_1, A_0, B_1 и B_0 лежат на одной прямой. Из этого положения при однонаправленном движении кривошипа A_1A_0 шатун A_1B_1 и коромысло B_1B_0 могут перейти



в любое из двух возможных положений (т. A_2, B'_2 и A_2, B''_2). Обычно этого не происходит из-за наличия сил инерции. Звенья проходят М., двигаясь по инерции в одном направлении. Для исключения неоднозначного направления движения в тихоходном м., устанавливают специальный кулачок в месте, соответствующем мгновенному центру скоростей шатуна или коромысла (т. P_1 на сх. *б* и т. P_2 на сх. *в*, *г*) при положении звеньев в М. Профиль кулачка соответствует эквидистанте к траектории т. *C*. Кулачок устанавливают обычно на стойке, положение его определяют из условия $x_{1,2} = \frac{1}{c-d}(ad \pm \sqrt{abcd})$, где обозначения см. на сх. *б* и *в*.

Кулачок в виде вилки выполняют также на кривошипе (сх. *г*).

МЕРТВАЯ ТОЧКА В М. ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ КРИВОШИПОВ – положение кривошипов и шатунов, при котором центры шарниров лежат на одной прямой, а углы давления равны 90°. Механизм параллельных кривошипов –



простейшее устр. для синхронного вращения валов с параллельными осями.

Для м., содержащего звенья *1*, *2*, *4* и стойку, М. имеет место, когда звенья вытянуты в одну прямую A_1C_1. В этом положении трудно задать движение в определенном направлении вращением одного из кривошипов, так как углы давления в шарнирах A_1 и C_1 равны 90°. Чтобы исключить этот недостаток, соединяют несколько кривошипов *1*, *4* и *3* общим шатуном *2* и располагают кривошипы таким образом, чтобы при их любом положении имелась пара кривошипов, образующая углы давления с шатуном, меньшие 90°. Например, на сх. кривошипы *1* и *3* находятся на одной прямой *AB*. Заданное направление движения кривошипа *3* при ведущем кривошипе *1* определяется возможным движением кривошипа *4*, а в положении, показанном штриховыми линиями, направление движения определяется движением кривошипа *3*.

МЕРТВЫЙ ХОД – см. *Беззазорный м.*

МЕТОД ОБРАЩЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ – см. *Обращения движения метод.*

МЕТОД ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КООРДИНАТ – см. *Преобразования координат метод.*

МЕХАНИЗМ – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел.

МЕХАНИЗМОВ И МАШИН ТЕОРИЯ – см. *Теория м. и машин.*

МЕХАНИКА [от греч. mēchanikē (technē) – искусство построения машин] – наука о механическом движении и механическом взаимодействии материальных тел.

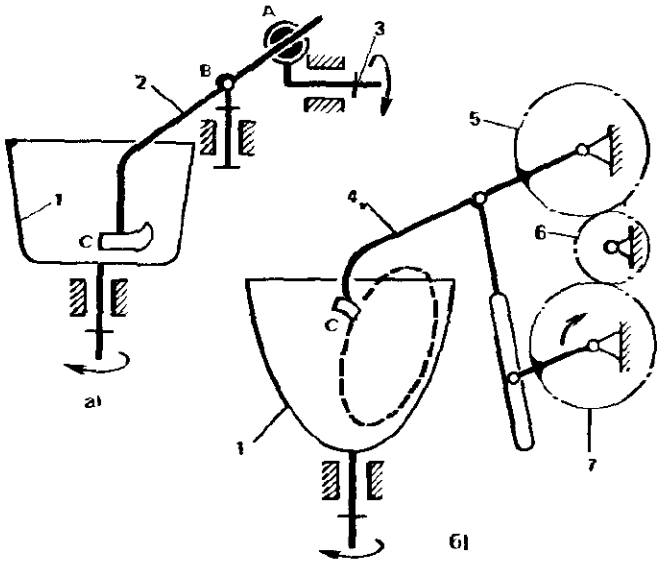
МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – любая совокупность материальных точек. В механике материальное тело рассматривается как М., образованная непрерывной совокупностью материальных точек.

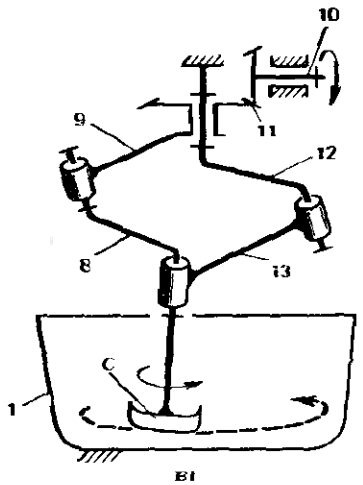
МЕХАНИЧЕСКОЕ ДВИЖЕНИЕ – изменение с течением времени взаимного положения в пространстве материальных тел или взаимного положения частей данного тела. В пределах механики М. можно кратко называть движение. Понятие М. может относиться и к геометрическим объектам.

МЕХАНИЧЕСКОЕ ДЕЙСТВИЕ – действие на данное материальное тело со стороны других материальных тел, которое приводит к изменению скоростей точек этого тела или следствием которого является изменение взаимного положения частей данного тела.

МЕХАНИЧЕСКОЕ РАВНОВЕСИЕ – см. *Равновесие механической системы (равновесие).*

МЕШАЛКИ М. – устр. для придания определенного движения лопастям внутри емкостей смесительной машины.





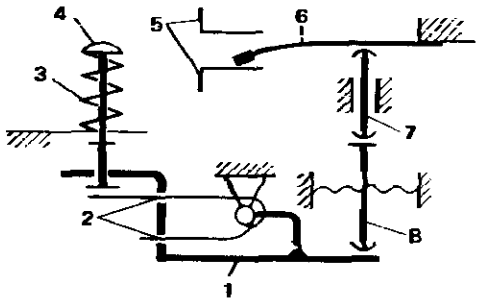
Лопасть *C* перемещается внутри вращающейся емкости *1*.

В сх. *а* лопасть установлена на звене *2* пространственного м. Привод осуществляется от кривошипа *3*. Кинематическая пара *A* допускает вращательные и поступательные движения. Звено *2* совершает качательное движение относительно двух пересекающихся осей в т. *B*.

В сх. *б* звено *4* с лопастью *C* совершает плоское движение и приводится посредством зубчато-рычажного м. Между коромыслами рычажного м. установлены зацепляющиеся зубчатые колеса *5*, *6* и *7*. Шатун *4* соединен с одним из коромысел шарнирно, а с другим – посредством двухподвижной пары.

В сх. *в* использован м. Беннета (см. *Четырехзвенный пространственный м.*). От ведущего вала *10* через коническую зубчатую передачу *11* движение передается звеньям *9*, *8*, *13*. Звено *12* – неподвижно. Лопасть *C* жестко прикреплена к шатуну *8*. Она совершает пространственное движение.

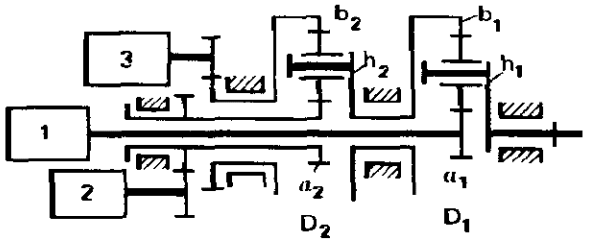
МИКРОПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ (авт.) – устр. для переключения контактов в электрической цепи с малой величиной передаваемой энергии.



Кнопка *4*, поджатая пружиной *3*, при перемещении взаимодействует через пружину кручения *2* с рычагом *1*. От рычага *1* через толкатель *8* и ползун *7* движение передается упругому элементу *6* электрической цепи, взаимодействующему с контактами *5*.

МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫЙ МНОГОСКОРОСТНОЙ ПРИВОД – устр., содержащее соединенные посредством дифференциального м. двигатели, поочередным включением которых обеспечивается получение нескольких скоростей выходного звена.

На сх. – дифференциальный м. с тремя степенями свободы, составленный из двух м. D_1 и D_2. Центральное колесо a_1 соединено с двигателем *1*, а центральное колесо b_1 – с выходным звеном h_2 двухдвигательного привода, в котором двигатели *2* и *3* связаны соответственно с центральными колесами a_2 и b_2. Водило h_1 – выходное звено М.



В двухдвигательном приводе можно получить четыре режима изменения скорости звена h_2 при вращении его в одном направлении.

1. Если включен двигатель *2*, а двигатель *3* заторможен, то угловая скорость звена h_2:

$$\omega_{h_2}^{(3)} = \frac{\omega_{a_2}}{1 + z_{b_2}/z_{a_2}},$$

где ω_{a_2} – угловая скорость звена a_2, определяемая скоростью двигателя *2*; z_{b_2} и z_{a_2} – числа зубьев зубчатых колес b_2, a_2 соответственно.

2. Если включен двигатель *3*, а двигатель *2* заторможен, то

$$\omega_{h_2}^{(2)} = \frac{\omega_{b_2}}{1 + z_{a_2}/z_{b_2}},$$

где ω_{b_2} – угловая скорость звена b_2, определяемая скоростью двигателя *3*.

3. Если включены оба двигателя *2* и *3* при одном направлении вращения их роторов, то

$$\omega_{h_2} = \omega_{h_2}^{(3)} + \omega_{h_2}^{(2)}.$$

4. Если включены оба двигателя *2* и *3* при разных направлениях вращения роторов, то

$$\omega_{h_2} = \omega_{h_2}^{(3)} - \omega_{h_2}^{(2)}.$$

Аналогичным образом суммируются скорости звеньев b_1 и a_1, причем звено b_1 может вращаться с разными скоростями. В результате можно получить по 4 режима изменения скорости однонаправленного вращения звена h_1 в случаях остановки двигателя *1*, вращения его в одном направлении, вращения его в другом направлении и один режим в случае остановки двигателей *2* и *3* – всего 13 режимов.

МНОГОДИСКОВАЯ МУФТА – см. *Фрикционная муфта.*

МНОГОЗАХОДНАЯ РЕЗЬБА – см. *Резьба.*

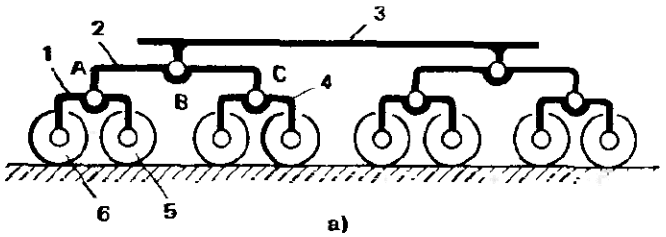
МНОГОКАТКОВОЙ ТЕЛЕЖКИ М. – устр. для многоточечного опирания транспортного средства на дорожное полотно или гусеничную ленту, обеспечивающее движение по неровной поверхности и распределение нагрузки по точкам опирания по определенному закону, как правило, равномерно.

На сх. *а* – балансирная подвеска катков. Пара катков *6* и *5* соединена равноплечим рычагом-балансиром *1*. Два таких рычага *1* и *4* в т. *A* и *C* соединены еще одним равноплечим рычагом *2*, который в т. *B* шарнирно соединен с платформой *3*. Платформа *3* опирается еще на такой же комплекс катков, соединенных рычагами. При перемещении по ровной поверхности нагрузка на катки будет равномерной. При качании рычагов из-за неровностей дороги будет иметь место неравномерность нагрузки, обусловленная тем, что оси шарниров не лежат на одной прямой.

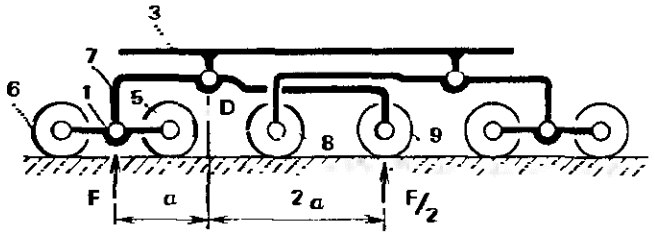
На сх. *б* всего шесть катков, поэтому они не могут быть сгруппированы, как на сх. *а* – попарно, а затем по четыре. Здесь пара катков *6* и *5*, соединенная балансиром *1*, соединена неравноплечим рычагом *7* с катком *9*. Рычаг в т. *D* шарнирно соединен с платформой *3*. Каток *8* другой опорной тележки расположен на одинаковом расстоянии от катков *5* и *9*. Для равного нагружения катков (см. реакции дорожного полотна $\bar{F}$ на пару катков и $\bar{F}/2$ на один каток) должно выполняться соотношение длин плеч рычага *7*, показанное на сх. *б*.

На сх. *в* – вариант шестикатковой тележки, в которой катки объединены попарно балансирами, а балансиры связаны между собой и с платформой неравноплечими рычагами *10*, *11*. Для равенства реакций $\bar{F}$ на каждую из пар катков необходимо иметь соотношение плеч, показанное на сх.

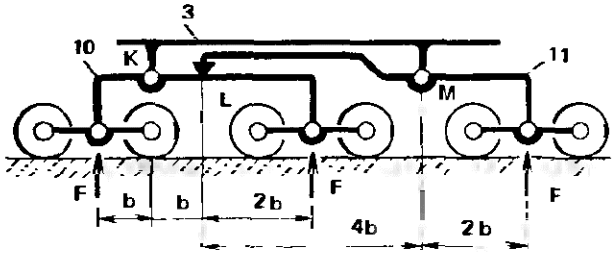
На сх. *г* все равноплечие рычаги *12*, соединяющие попарно колеса, связаны между собой и с платформой *17*. Крайняя тележка (рычаг *12* и колеса *6* и *5*)



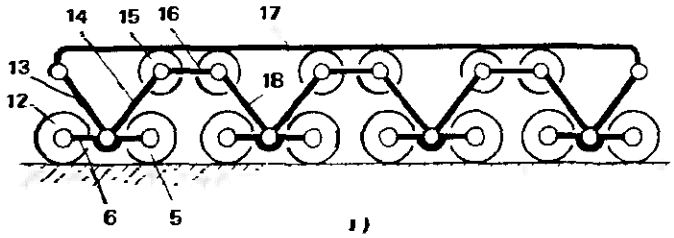
а)



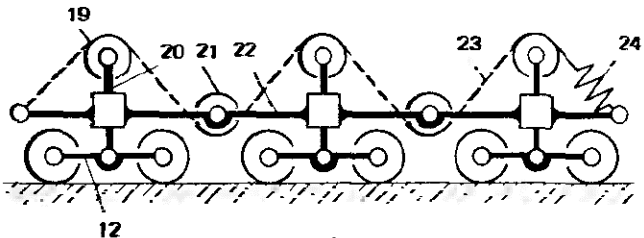
б)



в)



г)



д)

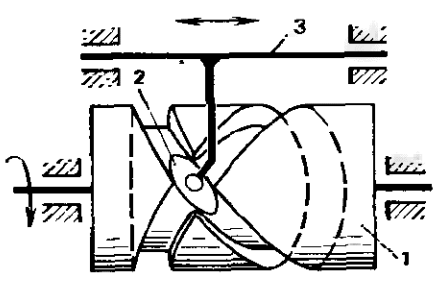
присоединена через звено *13* к платформе *17*, а через звенья *14*, *16*, *18* – к другой тележке. Наклонные звенья *13* и *14* образуют равнобедренные треугольники. Звено *16* имеет катки *15*, взаимодействующие с направляющей платформы *17*. При вертикальном перемещении одной из тележек изменяется наклон звеньев *13*, *14*, а катки *15* перемещаются вдоль направляющей, перемещаются также по горизонтали другие тележки до тех пор, пока не будет примерно одинаковой нагрузки на все тележки. Из-за различия наклона отдельных звеньев (например, звеньев *14* и *18*) нагрузка будет распределяться несколько неравномерно.

На сх. *д* катки попарно соединены балансирами *12*. Балансиры шарнирно связаны с ползунами *20*, перемещаемыми относительно рамы *22*. На каждом из ползунов установлены блоки *19*, через которые перекинут трос *23*. Трос огибает также блоки *21*, установленные на раме. Концы троса закреплены на раме. Введено также натяжное упругое устр. *24*. При равенстве углов наклона ветвей троса вертикальная нагрузка на каждую из пар катков будет одинаковой. При неровностях дорожного полотна одни ползуны поднимаются, другие опускаются, углы между ветвями троса несколько меняются, что приводит к некоторой неравномерности нагрузки.

Сх. *а* и *г* применяют для тяжелых тягачей, большегрузных прицепов, косяковых слиповых тележек и т. п., а сх. *б*, *в*, *д* – в гусеничных машинах.

МНОГООБОРОТНЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ М. – кулачковый м., у которого кулачок совершает несколько оборотов за один цикл движения выходного звена.

Цилиндрический кулачок *1* имеет замкнутый паз с пересекающимися участками. В пазу установлено промежуточное звено *2*, шарнирно соединенное с ползуном *3*. Звено *2*, продолговатой



формы со скругленными гранями, при пересечении пазов сохраняет направление движения. При вращении кулачка оно непрерывно скользит вдоль паза, а ползун *3* совершает при этом возвратно-поступательное движение.

МНОГОПАРНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление, в течение которого происходит взаимодействие двух и более пар зубьев.

МНОГОПОТОЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – передача, в которой энергия с входного звена на выходное звено передается через несколько параллельно расположенных м., кинематических цепей или кинематических пар. К М. относят также разветвленные передачи – привод от одного двигателя нескольких исполнительных м. или привод от нескольких двигателей одного исполнительного м. М. являются волновая зубчатая передача с многопарным зацеплением, многосателлитная планетарная зубчатая передача, многодисковая фрикционная муфта (см. *Фрикционная муфта*), многодисковый фрикционный вариатор (см. *Дисковый фрикционный вариатор*), гидромеханическая двухпоточная передача и др.

Благодаря распределению нагрузки между параллельно работающими м., кинематическими цепями или кинематическими парами уменьшают габаритные размеры и массу.

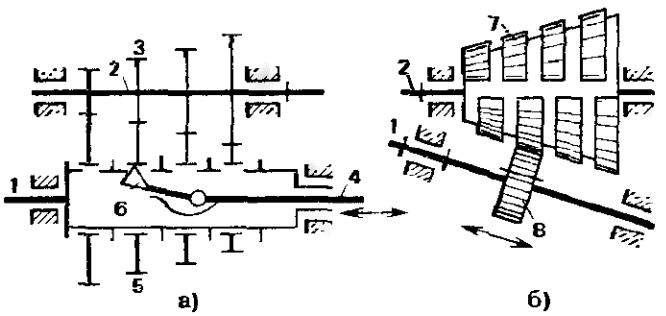
МНОГОСКОРОСТНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КОЛЕС – зубчатая передача с двумя валами, с помощью которой получают несколько передаточных отношений между этими валами.

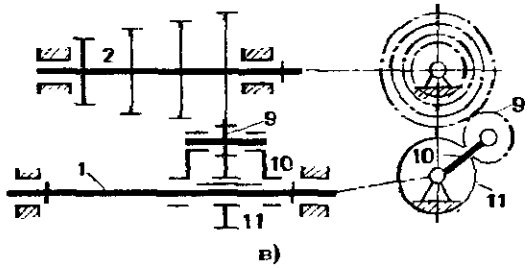
В сх. *а* на валу *1* установлены зубчатые колеса *5* так, что они могут свободно вращаться, а на валу *2* закреплены зубчатые колеса *3*. При перемещении штока *4* защелка *6* зацепляется поочередно с колесами *5*. Колесо, с которым зацепляется защелка *6*, вращается вместе с валом *1*, и в передаче движения участвует зубчатая пара *5*–*3*. Перемещая шток *4*, можно заставить

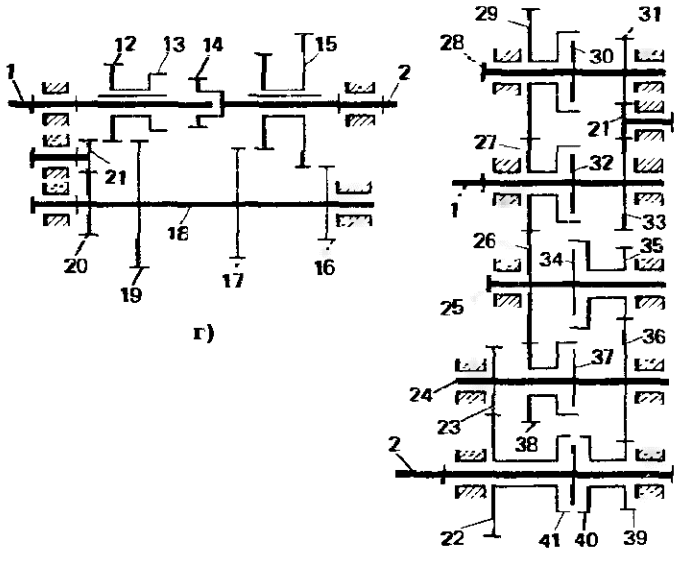
вращаться с валом *1* другое зубчатое колесо и получить другое передаточное отношение.

В сх. *б* на валу *2* жестко установлено коническое колесо с несколькими зубчатыми венцами *7*. Зубчатые венцы различаются числом зубьев. Шестерню *8* перемещают вдоль вала *1*, вводя в зацепление с тем или иным венцом. Для удобства переключения с одного режима на другой предусмотрено перемещение шестерни *8* в положение, где зубья или впадины зубчатых венцов *7* совпадают.

В сх. *в* оси валов *1* и *2* параллельны. Колесо *11* перемещают вдоль вала *1* и через промежуточную шестерню *9* вводят в зацепление с одним из колес, установленных на валу *2*. Ось промежуточной шестерни *9* размещена в поворотной







каретке *10*. Путем поворота каретки получают требуемое расстояние между осью шестерни *9* и осью вала *2*.

В сх. *а—в* на каждом режиме участвуют в зацеплении зубчатые колеса с разными числами зубьев, благодаря чему получаются различные передаточные отношения.

Сх. *г* и *д* характеризуются наличием трех и более валов с параллельными осями.

В сх. *г* валы *1* и *2* (входное и выходное звенья) соосны и могут быть непосредственно соединены путем сочленения звеньев *13* и *14* (прямая передача). На валу *1* на шлицах с возможностью осевого перемещения расположено зубчатое колесо *12*, а на валу *2* аналогично расположен блок зубчатых колес *15*. Колесо *12* вводят в зацепление с колесом *21* или колесом *19*, блок *15* — с колесом *17* или *16*. С колесом *21* постоянно в зацеплении находится колесо *20*. Колеса *20*, *19*, *17* и *16* жестко соединены с промежуточным валом *18*.

Передаточное отношение М. определяется как произведение передаточных отношений составляющих м.: зубчатой передачи *12—21—20* или *12—19* и зубчатой передачи *15—17* или *15—16*. Причем первый м. позволяет осуществлять реверсирование движения.

В сх. *д* оси всех валов *1*, *28*, *25*, *24* и *2* параллельны. Входное звено — *1*, выходное — *2*. Управление М. осуществляется управляемыми муфтами. На каждом режиме включаются три муфты и соответственно в передаче движения участвует несколько последовательно соединенных зубчатых м. При этом получается четыре режима одного направления вращения выходного звена (включены муфты *32*, *34* или *37* и *40* или *41*) и четыре режима другого направления вращения выходного звена (включены муфты *30*, *34* или *37* и *40* или *41*). Например, если включены муфты *30*, *34* и *40*, то в передаче движения участвуют зубчатые колеса *33*, *21*, *31*, *29*, *27*, *26*, *35*, *36* и *39*. Передаточное отношение равно произведению передаточных отношений составляющих зубчатых пар. В других режимах в передаче движения

участвуют также зубчатые колеса *22, 23, 38.*

МНОГОСКОРОСТНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА – передача, составленная из планетарных зубчатых м. и позволяющая получать несколько режимов работы с разными передаточными отношениями.

На сх. *а, б* обозначены: *I, II, III* – валы (входное звено *I*, выходное – *III*); *1 – 6* – элементы управления (муфты и тормоза).

На сх. *а* – М., составленная из последовательно соединенных м. *K1* и *K2*. Передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений составляющих м. *K1* позволяет получать два режима изменения скорости, *K2* – четыре режима, в том числе режим реверсирования движения. Одновременно включается один из элементов управления в м. *K1* и один – в м. *K2*.

Включением муфты *1* осуществляют блокировку м. *K1*. При этом все звенья вращаются как одно целое. Включением тормоза *2* останавливается центральное колесо a_1, движение передается от водила h_1 центральному колесу b_1 и далее через зубчатую муфту *c* приводится входное звено м. *K2* – вал *II*.

Таким образом получаются передаточные отношения м. *K1* на указанных режимах:

$$i_1 = 1;\ i_2 = \frac{1}{1 + z_{a_1}/z_{b_1}},$$

где z_{a_1} и z_{b_1} – числа зубьев колес a_1 и b_1.

Включением тормоза *5* осуществляется передача движения от центрального колеса a_3 водилу h_3 при неподвижном колесе b_3.

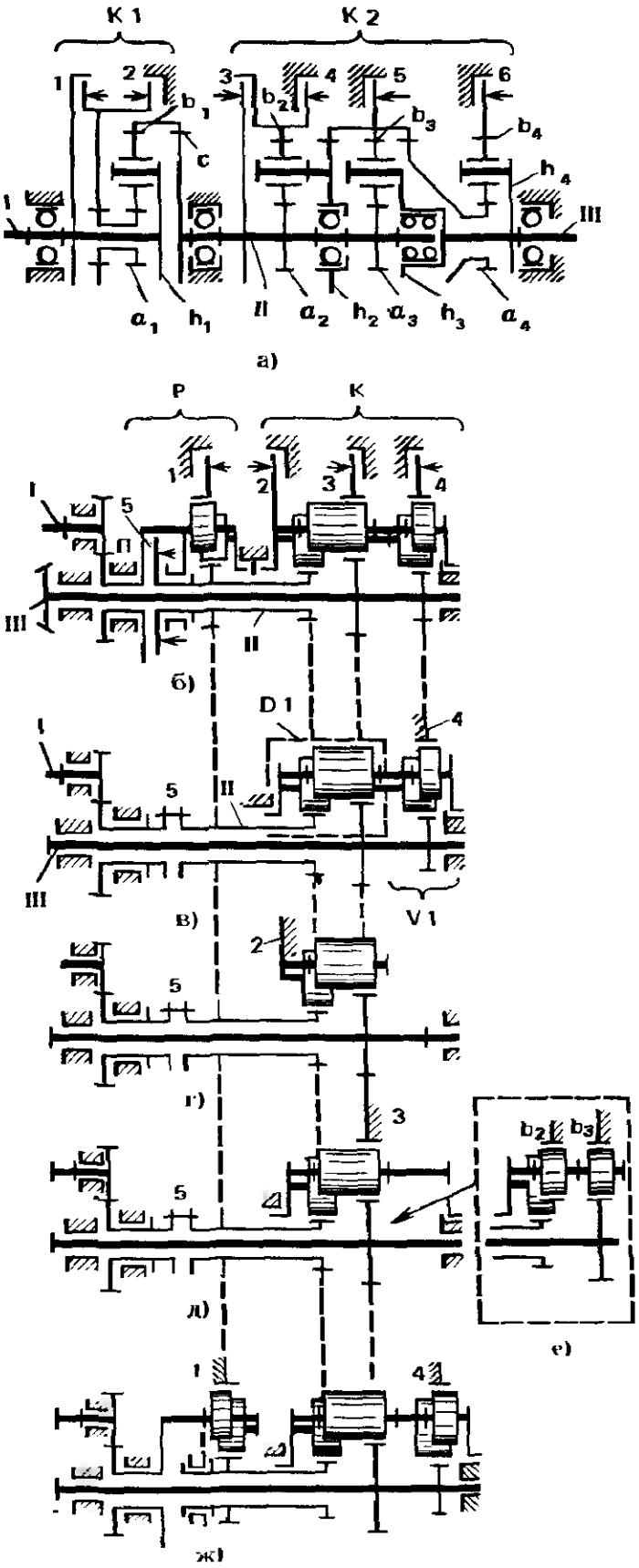
Включением тормоза *4* к данному м. подсоединяют м., содержащий звенья a_2, h_2 и b_2. Образуется замкнутая передача с замыканием звеньев a_2 и a_3 на входной вал.

Включением муфты *3* осуществляют блокировку передачи.

Включением тормоза *6* осуществляют реверсирование передачи. При этом два крайних справа на сх. планетарных м. соединяют в замкнутую передачу с замыканием звеньев h_3 и h_4 на выходное звено. Колесо b_4 неподвижно, а звенья b_3 и a_4 соединены между собой.

Передаточные отношения м. *K2* в порядке упомянутых режимов следующие:

$$i_4 = 1 + z_{b_4}/z_{a_4};$$



$$i_3 = \frac{1}{1 - \dfrac{z_{b_3}}{z_{b_3} + z_{a_3}} \dfrac{z_{b_2}}{z_{b_2} + z_{a_2}}};$$

$$i_2 = 1;\ i_5 = 1 - \frac{z_{b_3}}{z_{a_3}} \frac{z_{b_4}}{z_{a_4}}.$$

На сх. *б* М. составлена из реверса *P* и трехскоростной передачи *K*. Движение от входного звена *I* передается входному звену м. *P* через передачу *П*. Реверс *P* имеет два режима включения: муфта *5* блокирует м. (сх. *в, г* и *д*) и тормоз *1* включает в кинематическую цепь м. с отрицательным передаточным отношением – планетарную передачу с парным сателлитом (сателлитом в виде пары зубчатых колес) (см. *ж*).

Сх. *в, г, д* характеризуют режимы при включении тормозов *4, 2* и *3* соответственно.

Сх. *в* представляет собой замкнутую передачу на основе дифференциального м. *D1* с тремя последовательно расположенными внешними зацеплениями. Замыкающая ветвь *V1* представляет собой передачу с парным сателлитом, входным звеном – водилом и неподвижным центральным колесом с внутренними зубьями. Замыкание осуществляется на выходное звено *III*.

На следующем режиме (сх. *г*) включен тормоз *2*. В кинематическую цепь введен м. с тремя внешними зацеплениями и остановленным водилом.

На режиме, представленном на сх. *д*, включен тормоз *3*. В передаче движения участвует четырехзвенный м. с тремя центральными колесами и парным сателлитом. Данный м. – конструктивно упрощенное решение сх. последовательного соединения двух планетарных передач (сх. *е*), центральные колеса которых b_2 и b_3 совмещены в одном колесе.

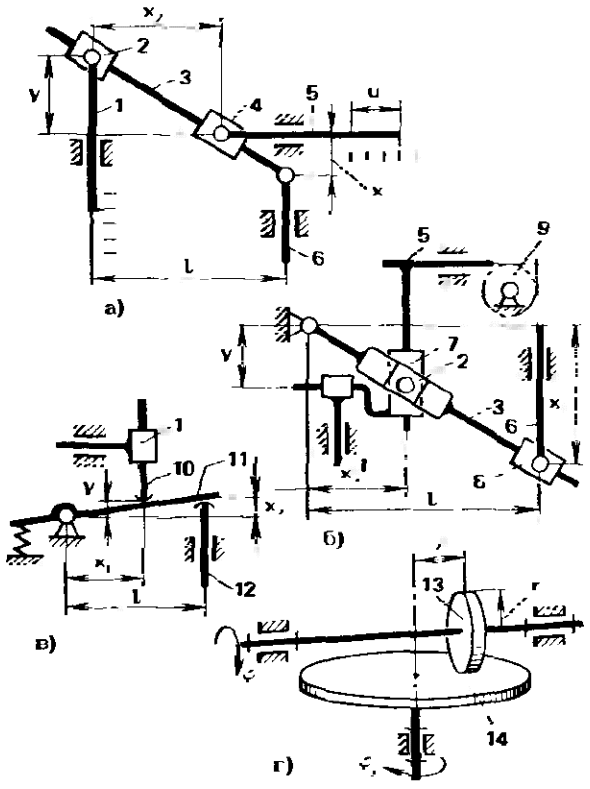
Режим на сх. *ж* при включенном реверсе *P* предусматривает включение тормоза *4* (см. сх. *в*). Передаточное отношение равно произведению передаточных отношений м. *P* и *K*.

МНОГОТАКТНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ – см. *Последовательностная система управления машины.*

МНОЖИТЕЛЬНЫЙ М. – устр. для получения функции положения выходного звена в виде величины, пропорциональной произведению положений входных звеньев.

На сх. *а* – трехползунный м. с двумя степенями свободы, ползуны *1* и *6* перемещаются по параллельным направляющим, а ползун *5* – по перпендикулярной им направляющей. Ползуны взаимодействуют между собой через общее звено *3*. Звено *3* связано с ползунами *1* и *5* соответственно посредством шатунов *2* и *4*. Перемещения ползунов связаны зависимостью $\frac{y}{x_2} = \frac{x_1}{l - x_2}$, откуда $y = x_1 u$, где $u = \frac{x_2}{l - x_2}$.

На сх. *б* ползуны *1* и *5* взаимодействуют со звеном *3* посредством звеньев *7* и *2*, ползун *6* – посредством звена *8*. Такой м. позволяет получать зависимость $\frac{y}{x_1} = \frac{x_2}{l}$, откуда $y = \frac{x_1 x_2}{l}$. Используя уравнительный реечный м. *9*, получают $x_1 = x_2$ и соответственно $y = \frac{x_1^2}{l}$.



На сх. *в* толкатели *10* и *12* взаимодействуют с коромыслом *11*. Толкатель *10* установлен так, что может перемещаться в ползуне *1*. Такой м. реализует зависимость $y = x_1x_2/l$.

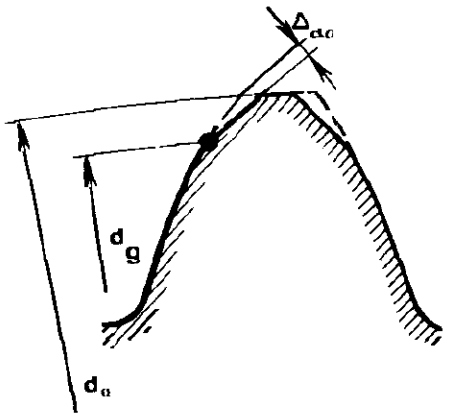
Сх. *в* представляет собой упрощенную разновидность сх. *б* при использовании высших пар.

На сх. *г* фрикционный м., выполненный в виде лобового вариатора скорости. Ролик *13* взаимодействует с диском *14*. Если не учитывать относительного скольжения звеньев, то осуществляется взаимосвязь, вытекающая из равенства линейных скоростей в т. контакта звеньев: $\varphi_1 r = \varphi_2 \rho$, где φ_1 и φ_2 – углы поворота соответственно звеньев *13* и *14*; r и ρ – размеры, обозначенные на сх. Из полученной зависимости следует, что $\varphi_1 = \varphi_2\rho/r$, т. е. получается произведение двух независимых параметров положений звеньев.

МОДИФИКАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ – см. *Зуб.*

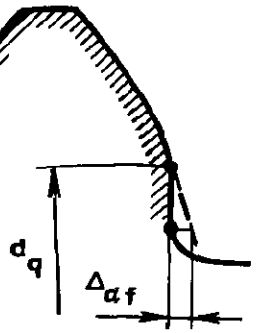
МОДИФИКАЦИЯ ПРОФИЛЯ ГОЛОВКИ ЗУБА (от позднелат. modifico – видоизменяю, меняю форму, ндп – фланкирование) – изменение формы головки зуба с монотонным увеличением отклонения профиля зуба от теоретического на участке от заданной точки до вершины.

М. выполняется для исключения кромочного удара при входе зубьев в зацепление. М. применяют при окружных скоростях свыше 4 – 10 м/с соответственно при 8 – 6 степенях точности для прямозубых колес и свыше 6 – 16 м/с при тех же степенях точности для косозубых колес. Глубину модификации Δ_{ma} выбирают в зависимости от степени точности и модуля m в пределах $(0{,}005 \div 0{,}20)m$.



Высота модификации – половина разности диаметра вершин зубьев зубчатого колеса d_a и диаметра окружности М. d_g должна быть равна 0,45 m.

МОДИФИКАЦИЯ ПРОФИЛЯ НОЖКИ ЗУБА (ндп. – выполнение протуберанца) – изменение формы ножки зуба с монотонным увеличением отклонения профиля зуба от теоретического на участке от заданной точки до основания зуба. Параметры М. обозначены на сх.: Δ_{af} – нормальная глубина М., d_q – диаметр окружности М. Цели, достигаемые М., – улучшение условий смазки, образование клиновидного зазора, обеспечение плавного перехода при шлифовании зуба, исключение заклинивания сопряженного зуба и др.



МОДИФИЦИРОВАННЫЙ ГЛОБОИДНЫЙ ЧЕРВЯК – см. *Глобоидная передача.*

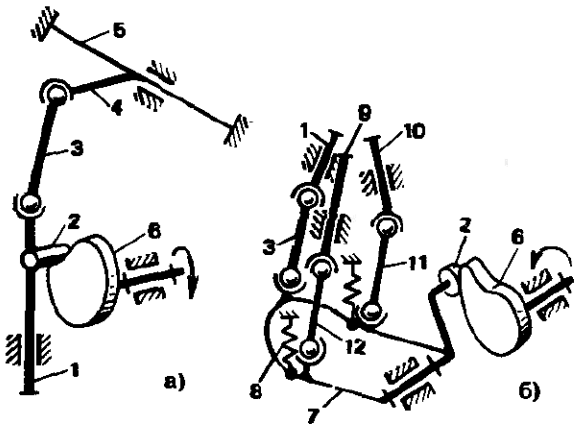
МОДУЛЬ (от лат. modulus – мера) – 1) название какого-либо важного коэффициента или величины (см., например, *Модуль зубьев*); 2) унифицированный узел массового производства, выполняющий самостоятельную функцию в различных устр.

МОДУЛЬ ЗУБЬЕВ – линейная величина, в π раз меньше шага зубьев. В зависимости от того, какой шаг делят на π, различают окружной модуль m_t, осевой модуль m_x и нормальный модуль m_n. Каждый из указанных модулей может быть делительным, начальным и др. Обычно задают стандартный делительный нормальный модуль $m_n = p_n/\pi$.

Через модуль выражают все размеры зубчатого зацепления, зубчатой передачи, зубчатых колес.

МОЛОТКОВЫЙ М. ЗАТЯЖНОЙ МАШИНЫ – устр. для забивки гвоздей.

Молоток *1* (сх. *а*) через шатун *3* и коромысло *4* связан с торсионом *5*. Кулачок *6* при вращении, воздействуя на выступ *2*, поднимает молоток так, что торсион *5* закручивается. Затем выступ *2* соскакивает с выступа на кулачке, и молоток *1* под действием упругих сил торсиона ударяет по гвоздю. Далее цикл повторяется.



В сх. *б* молотки *1*, *9* и *10* связаны соответственно шатунами *3*, *12* и *11* с коромыслом *7*. Кулачок *6* воздействует на коромысло через ролик *2*. Силовое замыкание осуществляется пружинами *8*. Действует М. так же, как и в сх. *а*, но здесь деформируются пружины *8* и одновременно движутся три молотка.

МОМЕНТ ВРАЩАЮЩИЙ – см. *Вращающий момент.*

МОМЕНТ ИНЕРЦИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ – величина, равная сумме произведений масс всех материальных точек, образующих механическую систему, на квадраты их расстояний от данной оси. М. представляет собой меру инертности тела при его вращении вокруг оси. М. обозначают буквой I и измеряют в кг · м^2.

Величину $\sqrt{I/m}$ называют радиусом инерции тела. М. относительно произвольной оси $I = I_C + md^2$, где m – масса тела; d – расстояние между осями; I_C – М. относительно начальной оси.

Оси симметрии тела, относительно которых М. имеют экстремальные значения, называют главными осями инерции. Соответствующие М. называют главными М.

Главные оси инерции, проходящие через центр масс, называют главными центральными осями инерции.

МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ПЛОСКОЙ ФИГУРЫ – величина, равная сумме произведений элементарных площадей на квадраты их расстояний до оси или точки (соответственно наз. осевой момент инерции и полярный момент инерции). М. измеряют в м^4.

МОМЕНТ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ ТОЧКИ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ – величина, равная проекции на эту ось момента количества движения точки относительно любого выбранного на данной оси центра.

МОМЕНТ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ ТОЧКИ ОТНОСИТЕЛЬНО ЦЕНТРА – величина, равная векторному произведению радиус-вектора $\bar{r}$ материальной точки, проведенного из этого центра, на количество движения: $\bar{M}_O(m\bar{v}) = [\bar{r}, m\bar{v}]$, где $m\bar{v}$ – количество движения точки. Измеряют М. в кг · м^2/с.

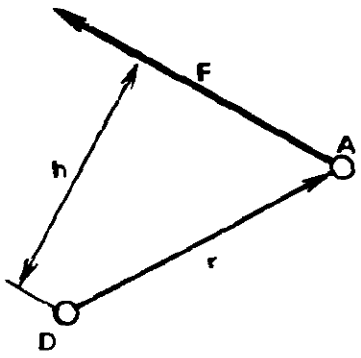
МОМЕНТ КРУТЯЩИЙ – силовой фактор, вызывающий деформацию кручения. В результате действия М. в поперечных сечениях элементов конструкции возникают касательные напряжения. М. равен моменту силы или паре сил, причем моменты сил или пар сил с обоих концов деформируемого звена одинаковы по величине.

МОМЕНТ ПАРЫ – см. *Пара сил.*

МОМЕНТ СИЛЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ – величина, равная проекции на эту ось момента силы относительно любой точки оси.

МОМЕНТ СИЛЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ТОЧКИ (ЦЕНТРА) – величина, равная векторному произведению радиус-вектора, проведенного из данной точки O в точку приложения силы A, на эту силу:

$$\bar{M}_O = [\bar{r}, \bar{F}].$$



По абсолютной величине М. равен произведению силы F на плечо h, измеряемое по нормали к силе: $M_O = Fh$. М. измеряют в Н · м (0,102 кг · м).

МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ – геометрическая характеристика поперечного сечения стержня (балки, вала), показывающая сопротивляемость стержня (балки, вала) в данном сечении изгибу или кручению.

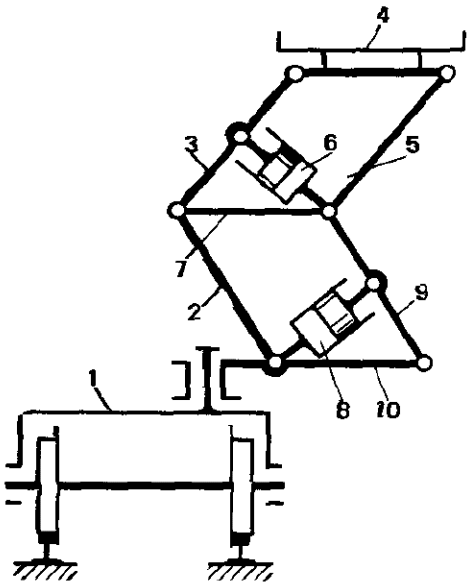
При изгибе М. определяют как частное от деления осевого момента инерции (см. *Момент инерции плоской фигуры*) на расстояние от оси до наиболее удаленной точки сечения. При кручении М. определяют как частное от деления полярного момента инерции на расстояние от центра тяжести до наиболее удаленной точки сечения.

МОМЕНТНАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРА – см. *Неуравновешенность ротора.*

МОМЕНТНЫЙ ГИДРОЦИЛИНДР – см. *Поворотный гидродвигатель.*

МОНТАЖА КОНТАКТНЫХ СЕТЕЙ М. (ж. д.) – устр. для перемещения подъемной площадки, используемой при монтаже и ремонте контактных сетей.

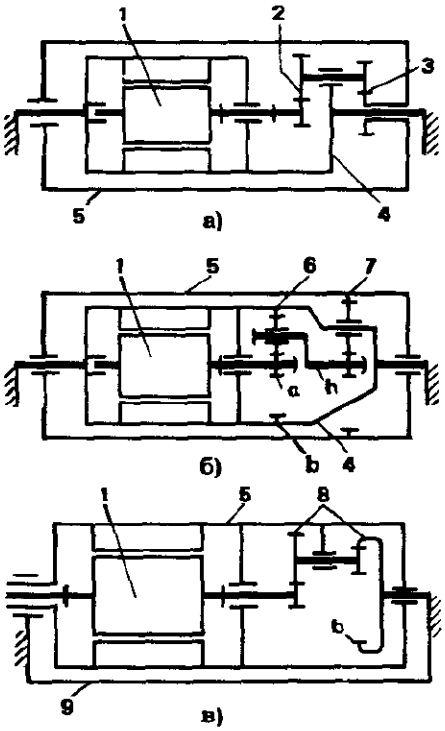
Подъемная площадка *4* установлена на железнодорожной платформе *1*. М. подъема платформы выполнен в виде двух соединенных между собой параллелограммов (см. *Параллельно-направляющий м.*). Основание параллелограмма – звено *10* шарнирно соединено с платформой *1*, благодаря чему весь м. может поворачиваться вокруг вертикальной оси. Параллелограммы имеют звенья *2*, *9* и *3*, *5*, наклон которых изменяется гидроцилиндрами *8* и *6* соответственно, и общее горизонтальное звено *7*.



При включении гидроцилиндров *6* и *8* или одного из них площадка *4* перемещается поступательно.

МОТОР-БАРАБАН (конв.) – приводной барабан конвейера со встроенными в него двигателем и редуктором.

Двигатель *1* (сх. *а*) устанавливают внутри барабана *5*. Внутри барабана размещена рама *4*, на которой смонтирован корпус двигателя и размещены опоры валов редуктора. На раме *4* установлены подшипники барабана. С обеих сторон рама *4* крепится к раме конвейера. Вал двигателя через зубчатые пары *2* и *3* приводит барабан во вращение.



В сх. *а* использован редуктор с неподвижными осями. В сх. *б* – планетарный редуктор, составленный из двух однорядных м. *6* и *7*. Первый м. имеет ведомое водило *h* и неподвижное центральное колесо *b*. Колесо *a* установлено на валу двигателя. Во втором м. неподвижное водило закреплено на раме *4*. Движение на барабан *5* передается через колесо с внутренними зубьями второго м. Неподвижность водила позволила разместить между сателлитами жесткую связь в виде элемента рамы *4*.

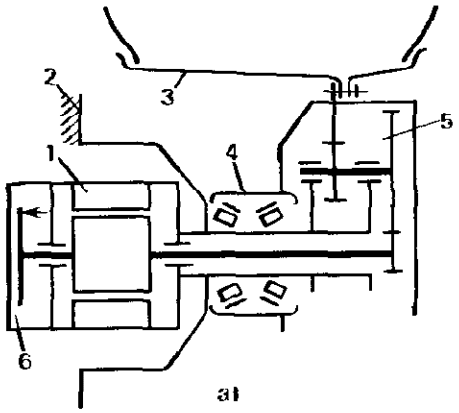
В сх. *в* статор двигателя *1* установлен непосредственно в барабане. Вал двигателя связан с барабаном планетарной передачей *8*, центральное колесо *b* которой связано с внешней рамой *9*. С точки зрения монтажа это менее удобная компоновка по сравнению со сх. *а*, *б*. Кроме того, здесь необходим токоподвод к вращающемуся статору. Вращающий момент на барабане $T = -T_1 (i_П + 1)$, где T_1 – вращающий момент на валу двигателя; $i_П$ – передаточное отношение планетарной передачи.

МОТОР-КОЛЕСО – устр. для передвижения машин в виде колеса со встроенным в его ступицу приводом.

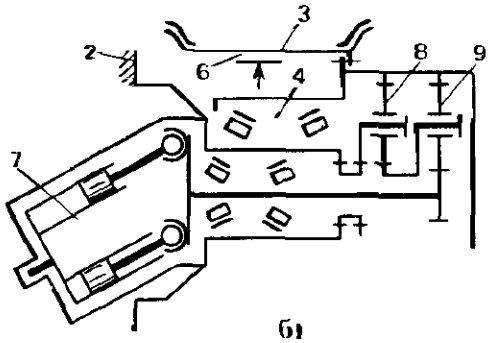
Обычно внутри обода колеса *3* размещают полностью или частично двигатель, тормоз и зубчатый редуктор. Соединенную с ободом ступицу устанавливают на подшипниках *4* на консольной опоре *2*, связанной с рамой машины.

В сх. *а* редуктор *5* – соосный с двухвенцовыми промежуточными колесами. Тормоз *6* установлен на входном звене – на валу двигателя *1*.

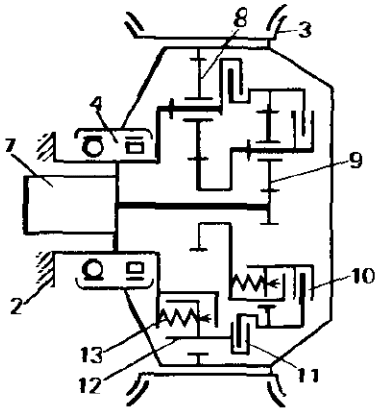
В сх. *б* редуктор представляет собой замкнутую планетарную передачу, составленную из однорядных м. *9* и *8*. Тормоз *6* установлен на выходном звене *3*. Двигатель *7* – гидравлический. В ряде случаев при создании М. требуется решение следующих задач: получение нескольких ступеней изменения скорости, разобщение кинематической цепи при движении машины по инерции и при буксировке, торможение.



а)



б)



в)

В сх. *в* две скорости получаются включением в цепь первого планетарного м. *9* при замыкании тормоза *11* и его блокировки при включении муфты *10*. При включении тормоза движение передается через оба м. *9* и *8* (малая скорость), а при включении муфты – только через м. *8* (большая скорость). При одновременном включении муфты и тормоза происходит торможение машины, при выключении – размыкается кинематическая цепь. Особенность данной сх. – встраивание элементов управления (поршней *12* и пружин *13*) в водила планетарных м. Габаритные размеры в одном осевом сечении (над осью сх. *в*) определяются размерами передач, в

другом осевом сечении (под осью) — размерами тормоза, муфты и их элементов управления.

МОЩНОСТЬ — энергетическая характеристика, равная отношению работы к интервалу времени ее совершения. Мощность P равна скалярному произведению вектора силы $\bar{F}$ на скорость $\bar{v}$ точки приложения силы: $P = (\bar{F}, \bar{v}) = Fv\cos\alpha$, α — угол между векторами $\bar{F}$ и $\bar{v}$.

Для вращающегося тела с угловой скоростью $\bar{\omega}$ под действием момента $\bar{T}$ мощность $P = |T\omega|$.

Измеряют М. в Вт и кВт: 1 Вт = = 1 Дж/с = 1 Н · м/с (1 Вт ≈ 0,102 кгс · м/с; 1 кВт ≈ 1,36 л. с.).

МУЛЬТИПЛИКАТОР — повышающая передача, включающая в себя систему взаимодействующих колес, заключенных в единый корпус.

МУФТА (от нем. Muffe или голл. mouwtje) — устр. для соединения валов, тяг, труб, канатов и т. п.

М. воспринимает осевые силы при соединении трубопроводов. Ее выполняют в виде втулки с резьбой. М. для передачи вращающего момента выполняют нерасцепляемой постоянной, компенсирующей или подвижной, а также сцепной. Постоянная муфта представляет собой втулку, надетую на концы соединяемых валов, или жестко соединенные детали, закрепленные на концах валов.

Компенсирующая муфта позволяет соединить валы, оси которых установлены с погрешностью, например несоосны или пересекаются. К таким муфтам относят упругую муфту, зубчатую компенсирующую муфту.

К подвижным М. относят шарнирную муфту, муфту типа «универсальный шарнир» (см. *Карданная передача*), синхронную сферическую муфту. Подвижная муфта позволяет соединять валы с пересекающимися осями под большим углом по сравнению с компенсирующей муфтой.

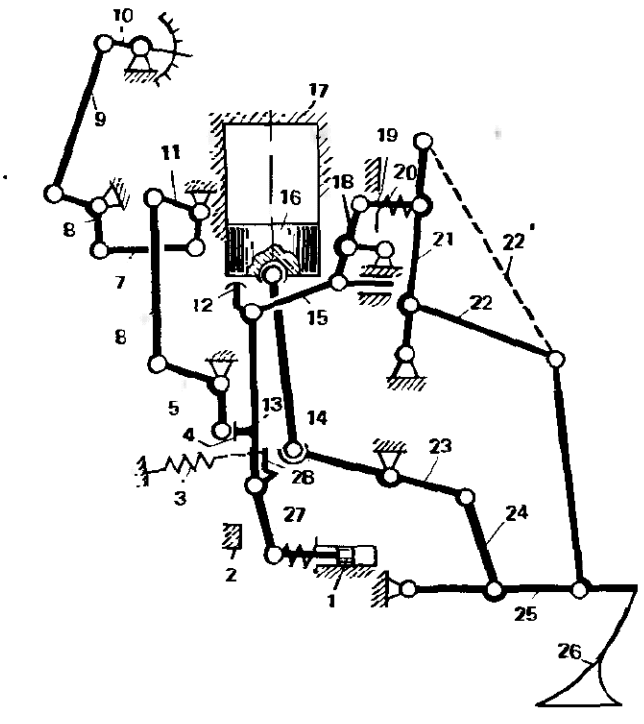
Сцепная муфта позволяет соединять и разъединять валы принудительно в процессе вращения, при остановке или автоматически в зависимости от параметров движения или нагрузки.

Н

НАВЕСНАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ТРАКТОРА (с. х.) — устр. для установки оборудования, навешиваемого на трактор, и управления им.

Н. содержит силовую рычажную систему, состоящую из гидроцилиндра *17*, поршня *16*, шатуна *14*, рычага *23*, тяг *22* и *24*, коромысел *21* и *25*, рабочего органа *26*, пружины *20*. Н. содержит также систему обратной связи, состоящую из звеньев *19*, *18*, *15*, *13*, *27*, *1* и пружины *3*, и систему ручного управления, состоящую из звеньев *5*, *6*, *7*, *8*, *9*, *10*, *11*, *13*, *27*, *1*. Звенья взаимодействуют через шарниры, а также через упоры *4*, *28*, *2*, *12*.

В силовой системе использованы последовательно соединенные ползунно-коромысловый м. (звенья *16*, *14*, *23*), двухкоромысловый м. (звенья *23*, *24*, *25*) и пятизвенный м. с двумя степенями свободы (звенья *25*, *26*, *22*, *21*). При заданном (определенном) положении звена *25* пятизвенный м. характеризуется одной степенью свободы. При этом нагрузка со стороны рабочего органа *26* (реакция грунта) уравновешивается силой сжатия пружины *20*. Система об-



ратной связи и система ручного управления представляют собой последовательное соединение рычажных м.

Работает Н. следующим образом. С помощью рукоятки *10* устанавливают заданный режим работы, перемещая гидрораспределитель *1* посредством ручной системы управления. При непредусмотренном заглублении или выглублении рабочего органа *26* перемещается тяга *22* и через коромысло *21* и систему обратной связи изменяется положение гидрораспределителя *1*, который управляет подачей жидкости в гидроцилиндр *17*. Перемещение поршня *16* приводит в заданное положение звено *25*.

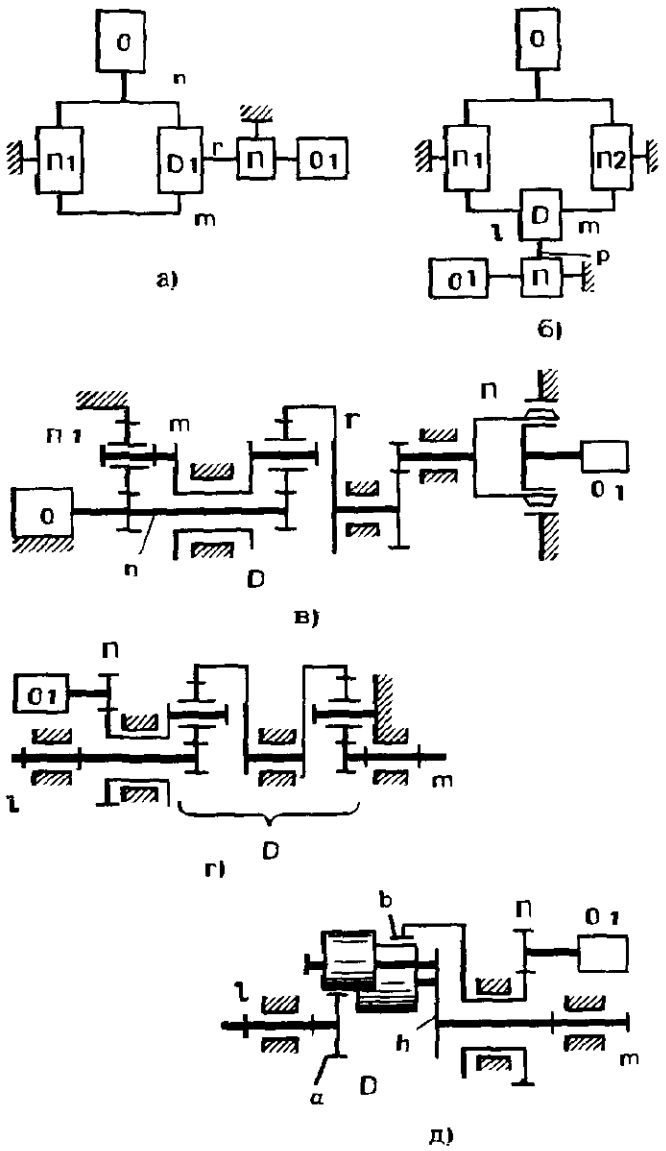
Тяга *22* в зависимости от вида оборудования может быть подсоединена к коромыслу *21* с нижней или верхней т. (тяга *22'*, показанная штриховой линией).

НАГРУЖАТЕЛЬ В ЗАМКНУТОМ ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ – устр. для относительного закручивания звеньев по заданному закону в замкнутом испытательном стенде.

На сх. *а* и *б* представлены обобщенные структурные схемы замкнутых испытательных стендов. Обозначения: *П1*, *П2* и *D1* – испытуемые устр.; *0* – основной двигатель стенда; *01* – двигатель нагружателя; *П* – передача нагружателя. Буквами *n*, *m*, *r*, *l*, *p* обозначены звенья стенда и нагружателя.

В сх. *а* одно из испытуемых устр. – дифференциал *D1*. К его звену *r* подключен нагружатель, выполненный в виде двигателя *01* и передачи *П*. В сх. *б* такой же нагружатель включен в замкнутую цепь через дополнительный дифференциал *D*.

При испытании соосных м. (сх. *в*) относительное закручивание звеньев может быть осуществлено поворотом звена, воспринимающего реактивный момент. Такое звено в сх. *в* – корпус испытываемого устр. Сх. *в* представляет собой исполнение м. по сх. *а*. Здесь в качестве передачи *П* может быть использован редуктор с большим передаточным отношением, например, волновая зубчатая передача или любое другое устр., поворачивающее звено *r*, например гидроцилиндр. То же самое относится и к приведенным ниже сх.



В сх. *б* в качестве м. *D* может быть использована передача с $i_{lm}^{(01)} = 1$ или $i_{lm}^{(01)} \approx \approx 1$, где $i_{lm}^{(01)}$ – передаточное отношение дифференциала *D* – отношение угловых скоростей звеньев *l* и *m* при остановленном двигателе *01*. На сх. *г*, *д* даны варианты Н. с $i_{lm}^{(01)} = 1$. В этих схемах легко создавать постоянную нагрузку в контуре (вращение вала двигателя *01* и торможение) или переменную нагрузку (включение и реверсирование двигателя *01*).

НАГРУЗКА – силовое воздействие, вызывающее изменение напряженно-деформированного состояния звеньев в м.

Неизменяемую во времени Н. наз. статической, а изменяемую – динамической. При расчетах к статической Н. часто от-

носят медленно изменяющуюся Н. в процессе пикла установившегося движения или времени работы м.

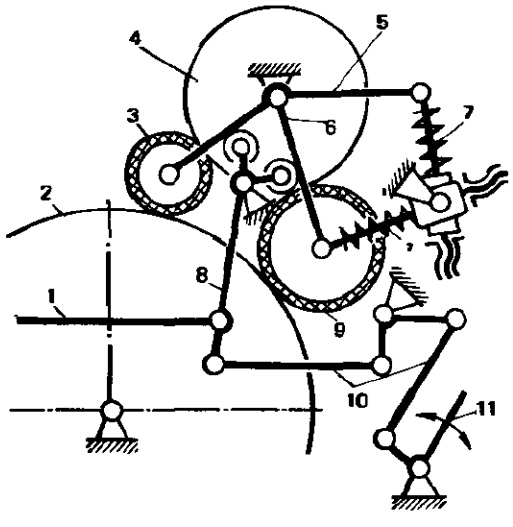
НАДЕЖНОСТЬ – свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Н. является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации может включать в отдельности безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость или определенное сочетание этих свойств как для объекта, так и для его частей.

Эксплуатационные показатели – показатели производительности, скорость, расход электроэнергии, топлива и т. п.

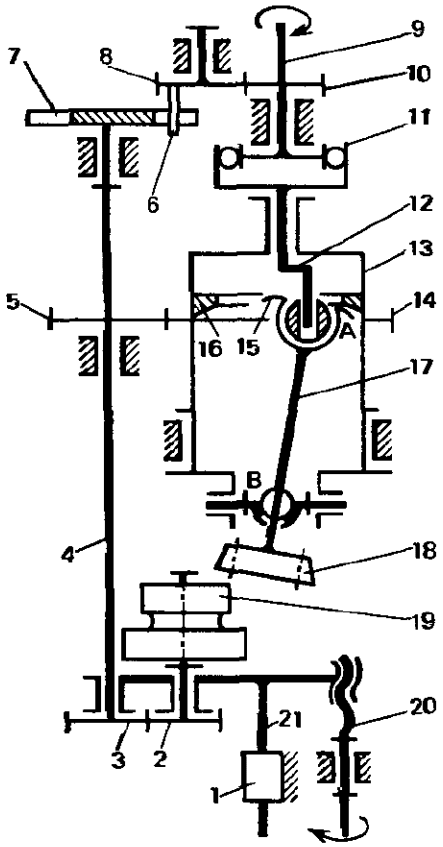
НАКАТНАЯ ГРУППА (полиграф.) – устр. для нанесения краски на формовочный цилиндр.

Раскатным цилиндром *4* краска наносится на формовочный цилиндр *2* через передаточные валики *3* и *9*, установленные соответственно на коромыслах *5* и *6*. Пружины *7*, взаимодействующие с коромыслами *5* и *6*, прижимают валики *3* и *9* к формовочному цилиндру *2*. При повороте рычага *8* коромысла *5* и *6* расходятся в разные стороны и валики перестают контактировать с цилиндром *2*. Рычаг *8* поворачивают с помощью рукоятки *11*, взаимодействующей с рычагом посредством системы звеньев *10*.



Аналогичное движение передается через тягу *1* на рычаг второй такой же накатной группы (на сх. не показана).

НАКАТЫВАНИЯ ЗУБЬЕВ М. – устр. для сообщения взаимосвязанных движений заготовке и инструменту, обеспечивающих формообразование зубьев пластическим деформированием материала заготовки.



Заготовка *19* установлена на столе *21*, подвижном в вертикальном направлении и перемещаемым с помощью винта *20* относительно станины *1*. С ней взаимодействует инструмент *18*.

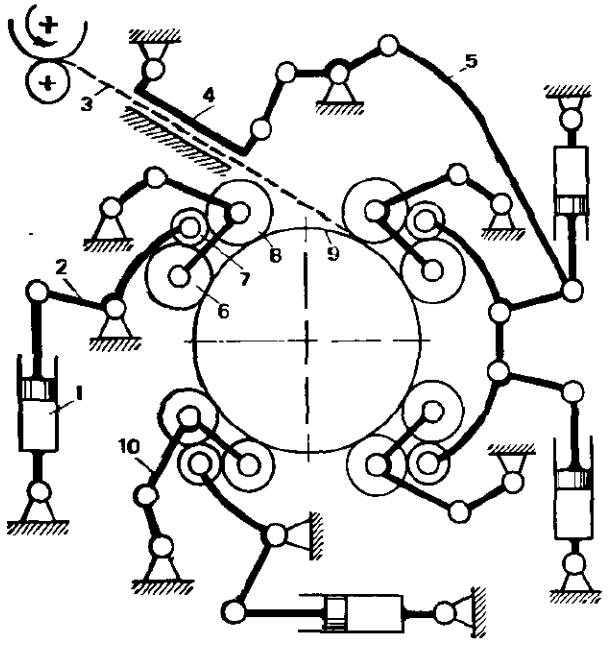
Вращение заготовке передается от вала *9* через зубчатую пару *10–8*, мальтийский м. *6–7* и зубчатую пару *3–2*. Мальтийский м. преобразует непрерывное вращение в прерывистое, обусловленное процессом накатывания зубьев. Заготовка связана с инструментом кинематической цепью, обеспечивающей имитацию их зубчатого зацепления. Эта кинематическая цепь включает зубчатую пару *2–3*, телескопический вал *4*, зубчатую пару *5–14*, полый вал *13*, двухподвижное вращатель-

ное кинематическое соединение, универсальный шарнир *B* и шпиндель *17*.

От ведущего вала *9* приводится в движение также ось шпинделя *17*. С валом *9* посредством м. свободного хода *11* связан кривошипный вал *12*. Последний через сферический шарнир *A* сообщает прецессионное движение оси шпинделя *17* вокруг т. *B*. Этим движением обеспечивается попеременное вдавливание инструмента в материал заготовки и соответствующая ориентация его образующей в процессе формообразования зубьев. М. свободного хода обеспечивает проворачивание вала *12*, когда ось шпинделя перемещается за счет противодавления со стороны заготовки.

Шпиндель установлен с возможностью осевого перемещения в шарнире *B*, благодаря чему осевая сила не передается на элементы шарнира, а воспринимается кольцевым буртиком *16*, взаимодействующим с выступом *15*.

НАМОТОЧНОЙ МАШИНЫ М. (прокатн.) – устр. для укладки ленты в рулон. Лента *3* наматывается на барабан *9*, образуя рулон. Диаметр рулона увеличивается. Направляющие ролики *6* и *8*, установленные на балансирной рычажной подвеске *10*, плотно укладывают витки ленты. По мере наматывания ленты они перемещаются от центра барабана. Ролик *7* прижимается к роликам *6* и *8* через рычаг 2_1 от пневмоцилиндра *1*. По периметру барабана установлено несколько таких устр., причем два из них соединены между собой и через рычажную систему *5* приводят направляющее звено *4*, которое по мере увеличения диаметра рулона автоматически перемещается так, что лента направляется по касательной к рулону.



НАПРАВЛЕННЫЙ ПОИСК В СИНТЕЗЕ М. – определение выходных параметров синтеза, при котором переход от одной комбинации параметров к другой производят в направлении, соответствующем уменьшению целевой функции. При Н. выполняют следующие этапы: 1) выбирают произвольную комбинацию искомых параметров, проверяют ограничения и вычисляют целевую функцию; 2) незначительно изменяют один из параметров, оставляя остальные неизменными, и вычисляют целевую функцию; если последняя уменьшается, то выбранный знак приращения параметра правилен, если функция увеличивается, то знак изменяют; 3) изменяют последовательно другие параметры, определяя при этом правильность направления изменения; 4) повторяют процесс до тех пор, пока не достигнут минимума целевой функции.

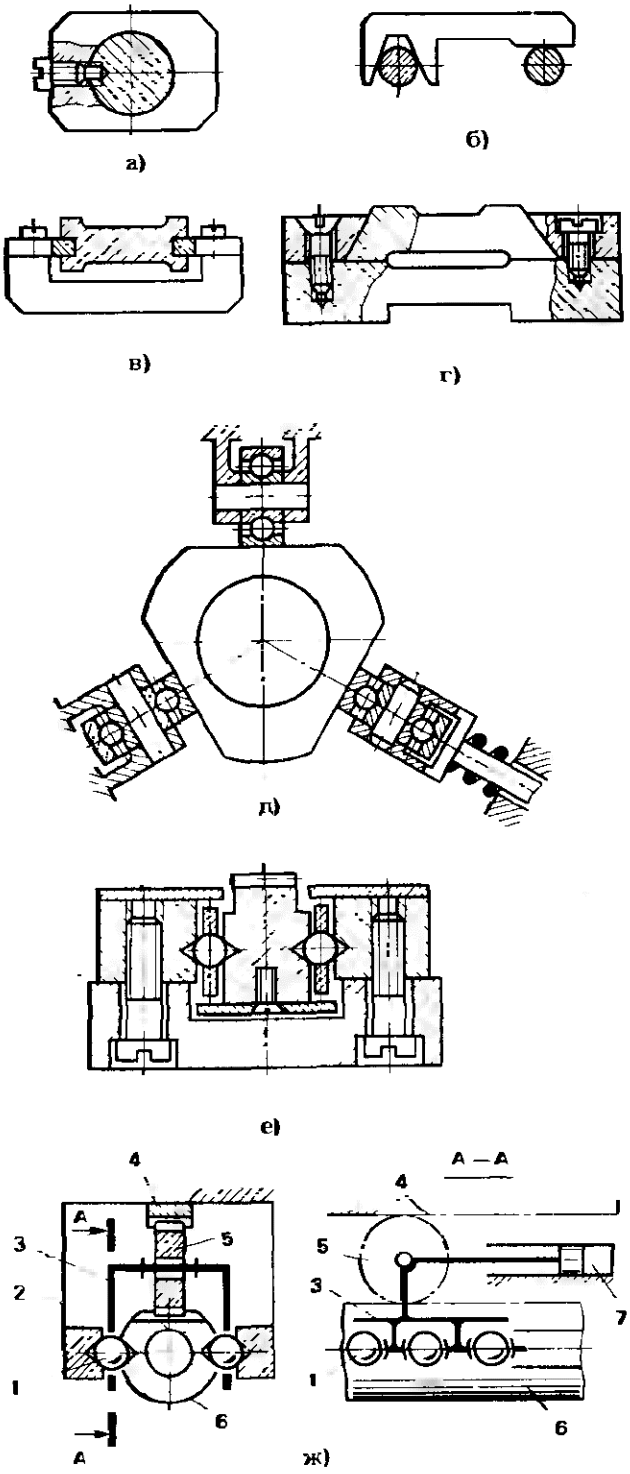
Н. позволяет определить только локальный минимум функции. Для определения глобального минимума функции используют случайный поиск в синтезе м. и комбинированный поиск в синтезе м.

НАПРАВЛЯЮЩАЯ – одно из звеньев, образующих поступательную пару, с наибольшей протяженностью.

Н. взаимодействует с сопряженной деталью меньшей протяженности, наз. ползуном (при неподвижной направляющей).

Относительная подвижность деталей обеспечивается при трении скольжения (сх. *а–г*) и при трении качения (сх. *д*, *е*, *ж*).

По форме Н. выполняют в виде одного цилиндрического стержня с канавкой под штифт (сх. *а*), предотвращающей проворачивание, в виде двух цилиндрических стержней (сх. *б*), в виде призмы с

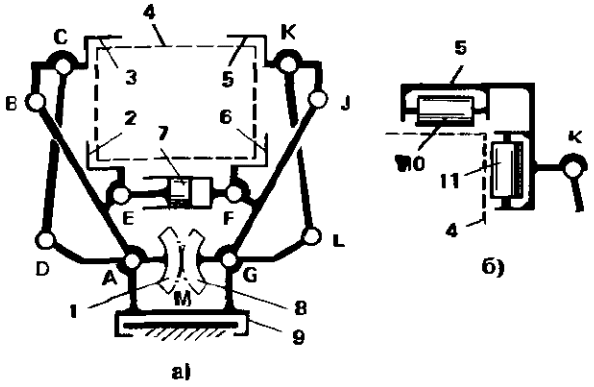


продольными пазами или выступами (сх. *в*), в виде призмы со скосами типа «ласточкин хвост» (сх. *г*).

В Н. с трением качения между сопряженными деталями установлены подшипники качения (сх. *д*) или тела качения – шарики (сх. *е*).

Н. приводится в движение, например, с помощью зубчатой передачи и гидроцилиндра 7 (сх. *ж*). В этом случае на перемещаемом звене 6 нарезаны зубья, образующие рейку. При перемещении оси колеса 5 гидроцилиндром 7 оно взаимодействует с неподвижной рейкой 4, соединенной со станиной 2, и сообщает движение с удвоенной скоростью звену 6. Сепаратор 3 шариков 1 жестко связан со штоком гидроцилиндра, благодаря чему обеспечивается определенность движения шариков при их качении.

НАПРАВЛЯЮЩАЯ СВАИ – устр. для удержания забиваемой сваи от поперечных перемещений.

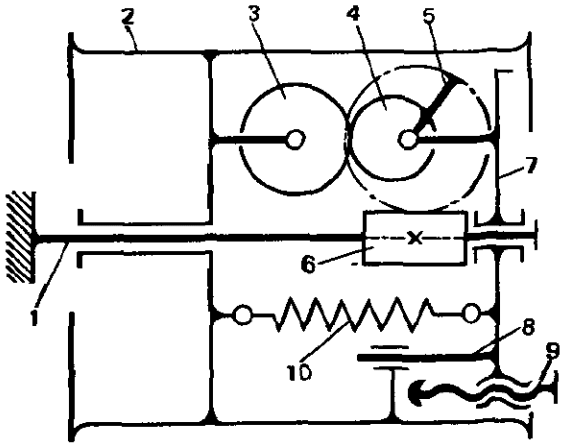


Корпус Н. 9 (сх. *а*) связан поступательной парой М с рамой машины для забивки сваи. К корпусу симметрично присоединены два двухкоромысловых м. *ABCD* и *GJKL*. Для синхронности движения звеньев м. коромысла *AB* и *GJ* связаны зубчатой парой *1*–*8*. К шатунам *BC* и *KJ* прикреплены уголковые направляющие элементы *3* и *5*. Такие же элементы *2* и *6* прикреплены и к коромыслам *AB* и *GJ*. Направляющие элементы имеют ролики *10* и *11* (сх. *б*), которые контактируют со сваей *4*.

Направляющие элементы *2*, *3*, *5* и *6* с помощью гидроцилиндра *7*, шарнирно связанного с коромыслами в т. *E* и *F*, перемещаются относительно сваи и смыкаются до контакта с ее гранями. При забивании сваи они обеспечивают ее свободное продольное перемещение.

НАПРАВЛЯЮЩЕГО РОЛИКА М. (текст.) – устр. для осевых возвратно-поступательных движений ролика, обеспечивающего направленное движение ленты.

Ролик *2*, направляющий движение ленты, связан двухподвижной вращательно-поступательной парой со стойкой – осью *1*. На оси установлен фланец *7*, который может только вращаться, но неподвижен в осевом направлении. На



оси также закреплен червяк *6*. Червячное колесо *5* и соединенный с ним кулачок *4* установлены на фланце *7*.

При вращении ролика *2* за счет взаимодействия с лентой совместно с ним благодаря поводку *8* вращается фланец *7*. Поскольку червячное колесо перемещается вокруг неподвижного червяка, то оно поворачивается подобно сателлиту в планетарной передаче и вращает кулачок. Кулачок сообщает движение взаимодействующему с ним катку *3*, перемещая его вместе с роликом *2* в осевом направлении. Силовое замыкание осуществляется пружиной *10*. Упором *9* можно регулировать ход ролика. Во время контакта упора *9* с роликом *2* кулачок проворачивается вхолостую и не взаимодействует с катком *3*.

НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – м. для воспроизведения заданной траектории точки звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями (прямолинейно-направляющий м., м. воспроизведения окружности и др.).

НАПРЯЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЕ – мера внутренних сил, возникающих в теле под влиянием внешних воздействий (нагрузок, изменений температуры).

Н. определяют как отношение силового внутреннего воздействия $d\bar{F}$ на элементарную площадь dS рассматриваемого сечения к этой элементарной площади: $\bar{p} = d\bar{F}/dS$.

Составляющие Н. по нормали к сечению σ и по касательной к нему τ наз. соответственно нормальным Н. и касательным Н., причем $\sigma^2 + \tau^2 = p^2$. Измеряют Н. в Паскалях (Па = Н/м^2).

НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС – способ формообразования зубьев зубчатых колес снятием стружки или вырезанием тела впадины. Различают Н. методом копирования, при котором впадину получают с формой поперечного сечения – точной копией формы режущей кромки зуборезного инструмента (дисковой или пальцевой фрезы), и методом огибания, при котором боковые поверхности зубьев образуются как огибающие последовательных положений режущей кромки зуборезного инструмента (червячной фрезы, долбяка, зуборезной гребенки) – см. также *Станочное зацепление*.

При нарезании зубчатых колес полуобкатного зацепления с крупными зубьями вырезают тело впадины.

НАРУЖНАЯ РЕЗЬБА – см. *Резьба*.

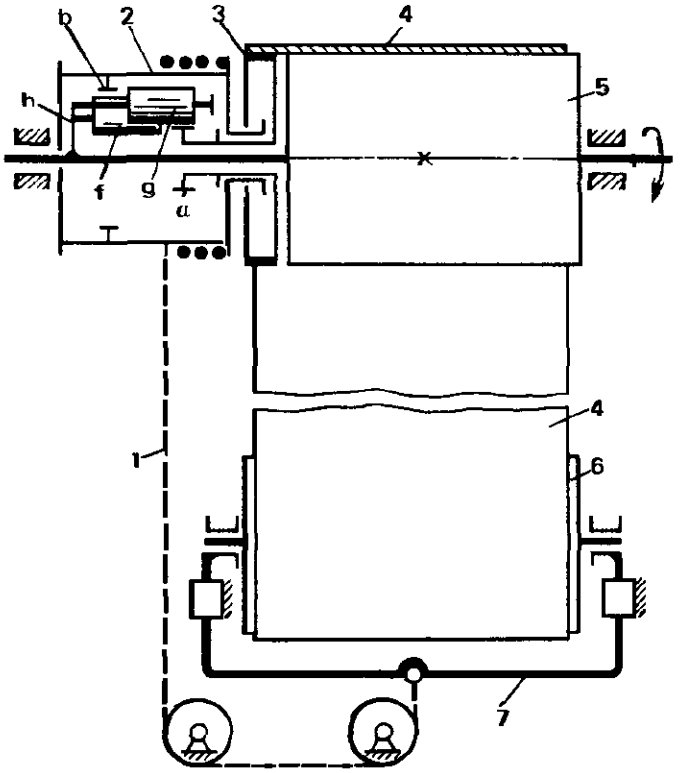
НАТЯГ – разность между размерами охватывающей и охватываемой деталей, когда первый размер больше второго до сборки, в частности, когда диаметр вала больше диаметра отверстия. Сборку таких деталей осуществляют путем запрессовки или при разности температур сопрягаемых деталей.

НАТЯЖЕНИЯ ЛЕНТЫ КОНВЕЙЕРА М. – устр., обеспечивающее перемещение натяжного барабана ленточного конвейера при проскальзывании ленты относительно приводного барабана.

Приводной барабан *5* сообщает движение ленте *4*. С лентой *4* взаимодействует также шкив *3*. Его окружная скорость равна скорости ленты. Между барабаном *5* и шкивом *3* установлен дифференциальный соосный механизм с передаточным отношением $i_{ha}^{(b)} = 1$ (здесь индексы h и a – водило h и центральное колесо a – входное и выходное звенья соответственно, а b – остановленное звено). В данном варианте дифференциальный м. имеет сателлиты в виде пары зацепляющихся колес g и f.

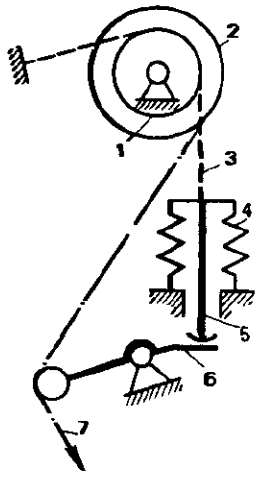
Пока звенья 5 и *3* вращаются синхронно, колесо b остается неподвижным.

Как только лента начнет проскальзывать относительно барабана 5, дви-



жение звеньев *5* и *3* рассогласуется, так как шкив *3* приводится во вращение лентой. При этом колесо *b* начнет поворачиваться и повернет барабан *2*. Канат *1*, наматываясь на барабан *2*, будет перемещать ползун *7*, в котором установлен на оси натяжной барабан *6*, до тех пор, пока натяжение ленты *4* не окажется достаточным для исключения ее проскальзывания.

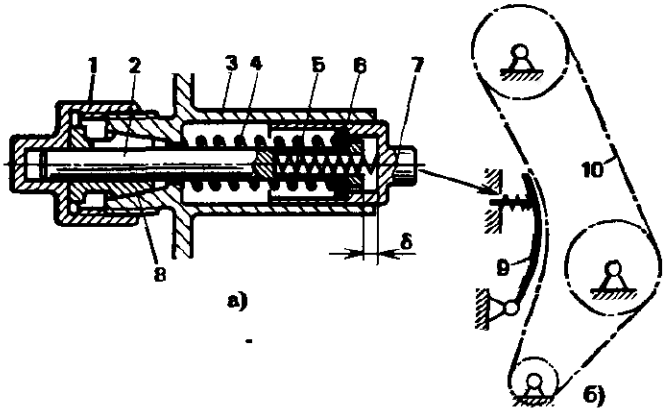
НАТЯЖЕНИЯ НИТИ М. – устр. для поддержания постоянного натяжения нити в швейных и текстильных машинах. При сматывании нити *7* с барабана *2* шкив *1*, жестко соединенный с барабаном, притормаживается лентой *3*, натягиваемой пружиной *4*. Нить *7* при увеличении натяжения воздействует на рычаг *6* и через толкатель *5* ослабляет натяжение ленты *3*.



НАТЯЖЕНИЯ ЦЕПИ РЕГУЛЯТОР – устр. для периодического обеспечения постоянства натяжения цепи.

В процессе износа элементов цепь удлиняется, поэтому натяжные устройства в виде пружин требуют периодической подрегулировки.

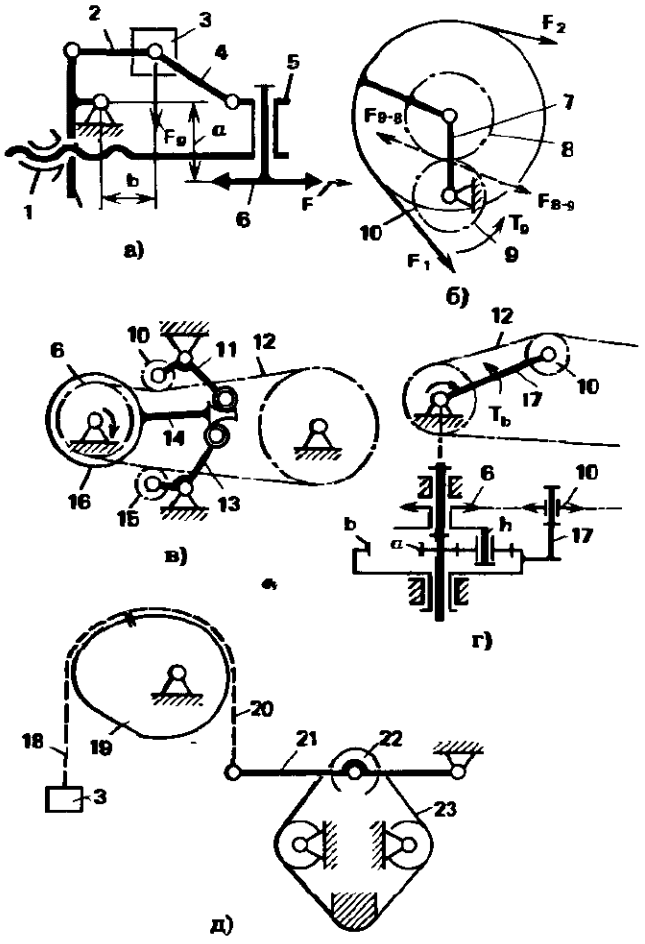
На сх. *а* – Н., на сх. *б* – его расположение относительно цепи *10*. Рычаг *9* поджат к цепи пружиной *5*, воздействующей на толкатель *7*. Усилие пружины определяется величиной зазора δ. На сх. *а* он минимальный. При удлинении цепи он увеличивается и развиваемое пружиной усилие уменьшается.



Процесс регулировки заключается в приведении зазора δ к минимальной величине. Для этого откручивают гайку *1*, в результате чего ослабевает упругий цанговый зажим *8* и шток *2* под действием пружины *4* перемещается вправо относительно корпуса *3*. Шток перемещается до тех пор, пока кольцо *6* не упрется в буртик толкателя *7*, т. е. пока не будет обеспечен минимальный зазор δ. После этого затягивают гайку *1*, фиксируя шток *2* с помощью зажима *8* в данном положении.

НАТЯЖНОЙ М. – устр. для натяжения цепи, ремня или ленты в цепной, ременной передачах или др. м.

Н. выполняют в виде звездочек или роликов, прижимаемых к одной из ветвей цепи или ремня посредством пружин или рычагов с грузом. В качестве Н. используют также устр. для перемещения оси одной из звездочек или одного из шкивов самой передачи.



На сх. *а* положение звездочки *6*, нагруженной силой $\bar{F}$, регулируется гайкой *1*. Подшипник *5* звездочки *6* соединен с опорой *A* замкнутой кинематической цепью, в которую входят винтовой м. (звенья *5*, *1*, *7*) и шарнирный м. (звенья *7*, *2*, *4*, *5*). На шарнире *2*–*4* подвешен груз *3*. Он позволяет поддерживать постоянным натяжение цепи. Момент силы $\bar{F}$ относительно опоры *A* уравновешивается моментом силы тяжести $\bar{F}_g$ груза *3*: $F_g b = Fa$, где *a* и *b* – расстояния, указанные на сх.

Для ременных передач целесообразно предусматривать возможность изменения суммарного натяжения в ветвях ремня в зависимости от передаваемого момента. Саморегулируемый м., обеспечивающий это условие, показан на сх. *б*. Шкив *10*, нагруженный силами натяжения ветвей ремня $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$, установлен на подвижном коромысле-водиле *7* и соединен с приводом посредством пары зубчатых колес *8* и *9*. Поскольку водило *7* не нагружено моментом, то реакция в зацеплении $\bar{F}_{9-8}$ уравновешивается геометрической суммой сил $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$. Эта реакция равна реакции F_{8-9} и пропорциональна вращающему моменту T_9.

Чем больше момент T_9, тем больше реакция в зацеплении и сумма сил натяжения ветвей. Равновесие все время поддерживается путем автоматического перемещения водила.

На сх. *в* и *г* – Н. для автоматического изменения натяжения цепи в зависимости от момента на ведущей звездочке *6*.

Двигатель *16* (сх. *в*), на валу которого установлена звездочка *6*, выполнен балансирным, т. е. шарнирно соединен со стойкой. Реактивный момент, равный моменту на звездочке, воспринимается цепью *12* через рычаг *14*, коромысло *11* и звездочку *10*. Чем больше момент, тем больше натяжение цепи. При реверсировании момента в работу вступает коромысло *13* и звездочка или ролик *15*.

Принцип действия м. на сх. *г* аналогичен сх. *в*, но здесь двигатель имеет неподвижный корпус и передает движение центральному колесу *a* планетарной передачи. Водило *h* соединено со звездочкой *6*, а центральное колесо *b* установлено на подшипниковой опоре. Момент $\bar{T}_b$ на центральном колесе *b* воспринимается через рычаг *17* и звездочку или ролик *10* цепью *12*.

На сх. *д* – натяжной м. абразивной ленты *23* шлифовального станка. Натяжной ролик *22* установлен на рычаге *21*. Рычаг соединен с кулачком *19* гибкой связью *20*. С этим же кулачком гибкой связью *18* соединен груз *3*. По мере вытяжки ленты *23* поворачивается рычаг *21* и кулачок *19*. Профиль кулачка обеспечивает изменение плеча подвески груза *3* и плеча приложения усилия к рычагу *21*, благодаря чему создается заданное натяжение ленты.

НАТЯЖНОЙ РОЛИК – свободно вращающееся дополнительное колесо (шкив, звездочка) в м. с гибкой связью и воздействующее на эту связь. Для прижатия Н. к гибкой связи и ее натяжения служит пружина или груз, взаимодействующий с Н. посредством рычага (см. *Натяжной м.*).

НАЧАЛЬНАЯ ОКРУЖНОСТЬ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – каждая из касающихся концентрических окружностей колес передачи, принадлежащая начальной поверхности данного зубчатого колеса. Диаметр Н. называют начальным диаметром зубчатого колеса (начальным диаметром) и обозначают d_{w1} и d_{w2}, радиусы r_{w1} и r_{w2}; для шестерни – индекс 1, для колеса – индекс 2.

НАЧАЛЬНОЕ ЗВЕНО – звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат м. Определять положение звеньев начинают с Н. Обычно в качестве Н. выбирают входное или выходное звено, но можно и промежуточное звено, если при этом упрощается анализ м. Число начальных звеньев равно или меньше числа степеней свободы. Последнее имеет место, когда Н. характеризуется двумя или тремя координатами и образует со стойкой соответственно двух- или трехподвижную пару.

НАЧАЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЕРЕДАЧИ – взаимокасающиеся поверхности зубчатых колес, в любой точке касания которых можно провести общую касательную к линиям зубьев, лежащим на этих поверхностях, причем вектор линейной относительной скорости колес направлен вдоль этой касательной или равен нулю.

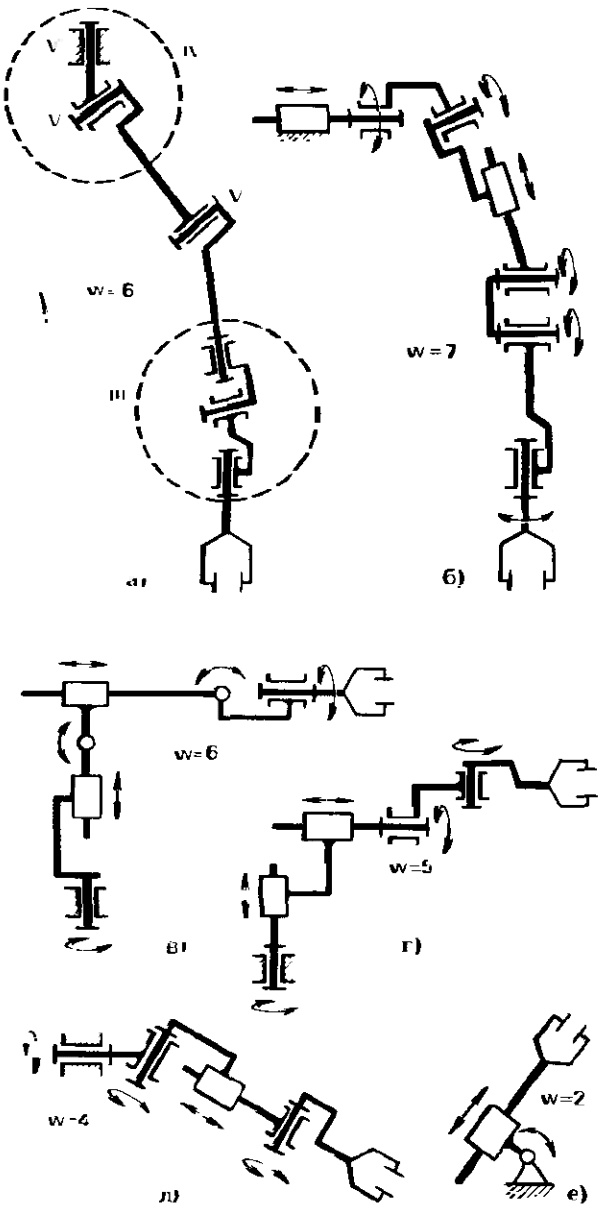
Для передач с параллельными и пересекающимися осями вращения колес Н. катятся друг по другу без скольжения и полностью совпадают с аксоидными поверхностями колес.

Для передач с перекрещивающимися осями Н. задают в виде цилиндров и конусов, касающихся в точке. Эти Н. используются соответственно в винтовых зубчатых и гипоидных передачах.

НЕГОЛОНОМНЫЕ СВЯЗИ – см. *Связи.*

НЕЗАМКНУТАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ – система связанных кинематическими парами звеньев, которые не образуют замкнутых контуров.

Применяют Н. в основном в манипуляторах. Для задания определенных движений звеньев используют приводные

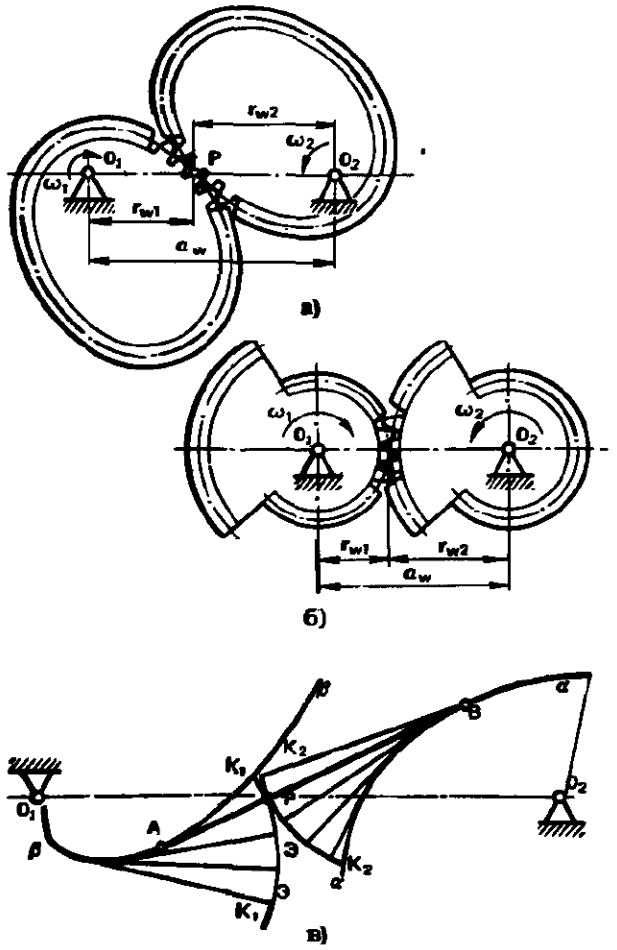


кинематические пары и соединения. В качестве приводных используют обычно одноподвижные пары *V*. Они могут заменить при определенном соединении двухподвижную пару *IV* и трехподвижную пару *III* (сх. *а*).

Число степеней свободы Н. с одноподвижными парами равно числу этих пар или числу подвижных звеньев.

Сх. *а* – *е* представляют собой Н. манипуляторов, в которых использованы вращательные и поступательные пары. Н. характеризуются следующим числом степеней свободы: $w = 7$ (сх. *б*); $w = 6$ (сх. *а*, *в*); $w = 5$ (сх. *г*); $w = 4$ (сх. *д*); $w = 2$ (сх. *е*).

НЕКРУГЛОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – цилиндрическое зубчатое колесо,



у которого соосные поверхности (делительная, поверхность вершин, поверхность впадин и др.) отличаются от поверхности кругового цилиндра.

Н. используют в передачах с переменным передаточным отношением.

Передаточное отношение передачи с некруглыми колесами (сх. *а*) определяют как отношение расстояний от полюса P до осей вращения колес O_1 и O_2:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}}.$$

Положение полюса совпадает с точкой пересечения нормали к поверхностям зубьев в точке контакта и межосевой линии.

К Н. относят также колесо, составленное из секторов круглых колес (сх. *б*). В этом случае передаточное отношение передачи изменяется ступенчато. Сумма начальных радиусов r_{w1} и r_{w2} неизменна и равна межосевому расстоянию a_w.

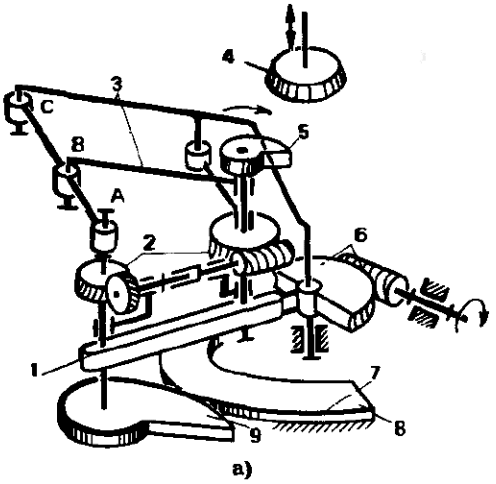
Законы взаимодействия и формообразования поверхностей зубьев Н. аналогичны законам для круглых колес.

Так, на сх. *в* $\beta - \beta$ и $\alpha - \alpha$ – эволюты эвольвент K_1K_1 и K_2K_2, по которым очерчены зубья. Зацепление осуществляется таким образом, что линия, проходящая через точку контакта зубьев, касается эволют в т. *A* и т. *B*. Полюс P в процессе вращения колес вокруг осей O_1 и O_2 перемещается вдоль межосевой линии.

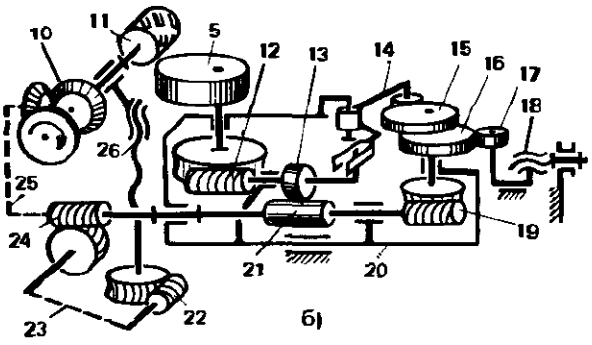
НЕКРУГЛЫХ КОЛЕС ЗУБОНАРЕЗАНИЕ – процесс нарезания зубьев некруглых зубчатых колес, при котором обеспечиваются взаимосвязанные движения инструмента и заготовки. На сх. *а* и *б* – устр. для Н.

В сх. *а* заготовка *5* и долбяк *4* имитируют движения зацепляемых некруглого и круглого колес. Для этого используют копиры *9* и *8*, соответствующие по профилю обкатываемым поверхностям некруглого и круглого колес. Копиры связаны между собой лентой *7* и поэтому обкатываются друг по другу без скольжения.

Копир *9* связан кинематически с заготовкой *5* посредством передач *2*. Поворот вокруг своей оси копира *9* и заготовки происходит синхронно. Оси копира *9* и заготовки *5* размещены в пазу кулисы *1*. Поворот кулисы осуществ-



а)



б)

ляют посредством червячной передачи 6. Перемещение оси копира 9 вдоль кулисы преобразуется посредством пантографа 3 в перемещение оси заготовки в масштабе, равном *AC/BC* и выбранном в соответствии с размерами копира и заготовки.

В сх. *б* имитируется зацепление некруглого и круглого колес. Зубья на заготовке 5 нарезают фрезой *11*. Фреза и заготовка кинематически связаны. Вращение через коническую зубчатую передачу *10* передается фрезе *11*. От этой же передачи через зубчатый м. *25*, червячную передачу *24*, зубчатый м. *23* и червячную передачу *22* приводится винтовая пара *26*, сообщающая фрезе движение вдоль образующей цилиндра заготовки 5.

С этой кинематической цепью связаны кинематические цепи поворота заготовки и ее радиального перемещения.

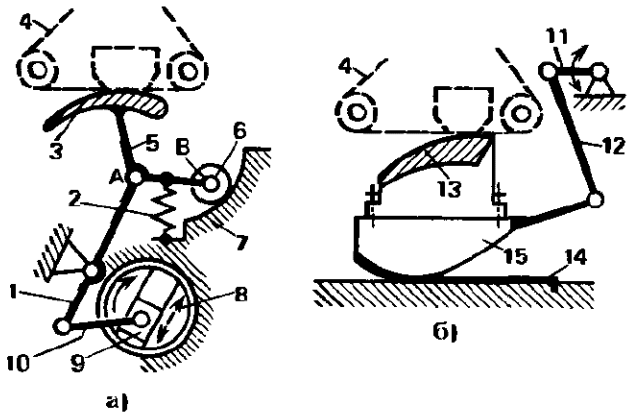
Кулачок *16* – взаимодействующий с роликом *17*, приводится в движение через червячную передачу *19*. При вращении кулачка *16* перемещается стол *20*. Положение ролика *17* регулируют посредством винтовой пары *18*. Таким же образом сообщают заготовке движение врезания.

Вращение заготовке сообщается двумя кинематическими цепями: через зубчатую пару *21–13* и от кулачка *15* через рычаг *14*. Червяк *12* при этом вращается и перемещается в осевом направлении. Суммарное движение передается червячному колесу и заготовке. Требуемая неравномерность вращения заготовки обусловлена ее некруглой формой.

НЕКРУГЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ – процесс обработки изделия путем придания ему и (или) инструменту движений, при которых их взаимодействие приводит к образованию некруглой цилиндрической поверхности.

Необходимые движения получают путем использования копировального кулачкового м. как непосредственно, так и в совокупности с другими м.

На сх. *а* шлифовальная лента *4* движется непрерывно и поджимается к изделию *3*, которое совершает относительно ленты сложное движение, задаваемое ведущим кривошипом *8* и неподвижным кулачком *7*.



Изделие установлено на звене 5, взаимодействующем через ролик *6* с кулачком *7*. Ролик прижимается к кулачку пружиной *2*. Звено 5 приводится в движение шарнирно связанным с ним коромыслом *1*. Коромыслу сообщается качательное движение от кривошипа *8* через шатун *10*. Параметры качательного движения регулируются перемещением ползуна *9* вдоль направляющей в кривошипе *8*.

Профиль изделия *3* определяется как результат суммирования кругового движения т. *A* и движения т. *B* по эквидистанте профиля кулачка *7*.

В сх. *б* изделие *13* закреплено на перекатывающемся рычаге *15*, соединенном со стойкой лентой *14*. Изделие контактирует с абразивной лентой *4*. Движение рычагу *15* передается от кривошипа *11* через шатун *12*.

НЕОРТОГОНАЛЬНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Коническая зубчатая передача.*

НЕПОДВИЖНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – соединение деталей, обеспечивающее неизменность их взаимного положения при работе машины, м. Н. выполняют разъемным (болтовое, винтовое соединения и др.) и неразъемным (соединение сваркой, заклепочное соединение и др.).

НЕПОЛНОПОВОРОТНЫЙ ГИДРОМОТОР – см. *Поворотный гидродвигатель (поворотный пневмодвигатель).*

НЕРАБОТОСПОСОБНОЕ СОСТОЯНИЕ (НЕРАБОТОСПОСОБНОСТЬ) – состояние объекта, при котором значение хотя бы одного заданного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям, установленным нормативно-технической документацией.

НЕРАЗЪЕМНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – см. *Неподвижное соединение.*

НЕСООСНАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Планетарная винтовая передача.*

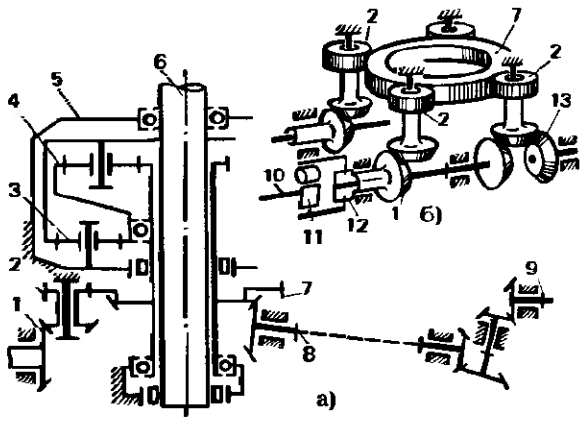
НЕСТАЦИОНАРНЫЕ СВЯЗИ – см. *Связи.*

НЕСУЩЕГО ВИНТА РЕДУКТОР (авиац.) – зубчатая передача, установленная между двигателями и несущим винтом вертолета и служащая для понижения частоты вращения винта по сравнению с частотой вращения двигателей.

От вала двигателя *10* (сх. *б*) через м. свободного хода *11*, уравнительную муфту *12*, коническую зубчатую передачу *1* и шестерню *2* вращение передается зубчатому колесу *7* и далее через зубчатые передачи *3* и *4* (сх. *а*) – на вал *6* несущего винта.

От зубчатого колеса *7* через трансмиссию *8* (сх. *а*) приводится вал *9* рулевого винта. Коническое зубчатое колесо *13* (сх. *б*) служит для связи и привода с другими вертолетными агрегатами.

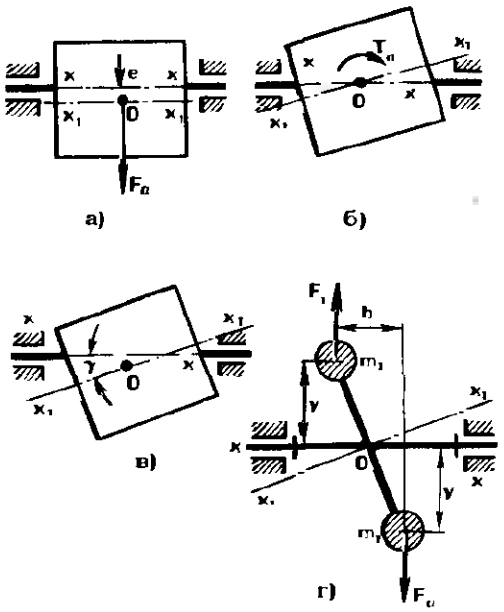
Привод несущего винта осуществляется от двух параллельно установленных двигателей, причем энергия от них передается колесу *7* четырьмя параллельными потоками. Муфта *12* (сх. *б*) служит для распределения нагрузки равномерно между двумя шестернями *2*. М. свободного хода *11* служит для отключения редуктора от двигателей при полете вертолета на режимах самовращения несущего винта или при отключении одного из двигателей.



Передачи *3* и *4* (сх. *а*) помещены в общем корпусе *5* и соединены в замкнутую схему. Передача *4* представляет собой планетарный м., а передача *3* – соосный м. (планетарный с неподвижным водилом).

НЕУДЕРЖИВАЮЩИЕ СВЯЗИ – см. *Связи.*

НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРА – состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб.



Характер неуравновешенности характеризует относительное расположение оси ротора xx и главной центральной оси инерции x_1x_1 (см. *Момент инерции механической системы относительно оси*). Если эти оси параллельны, то имеет место статическая Н. (сх. *а*). Центр масс ротора *O* при этом смещен по отношению к оси вращения на величину эксцентриситета массы *e*. Если упомянутые оси пересекаются в центре масс *O* (сх. *б*), то имеет место моментная Н. При пересечении осей вне центра масс

(сх. *в*) или при перекрещивании осей имеет место динамическая Н. В частном случае динамическую Н. при пересечении осей наз. квазистатической Н. При рассмотрении Н. задают условную точечную массу с заданным эксцентриситетом. Такую Н. наз. точечной Н.

Статическая Н. при вращении ротора приводит к возникновению радиальной силы инерции $F_a = me\omega^2$, где m – масса; ω – угловая скорость. Моментная Н. вызывает момент сил: например, для случая сосредоточенных масс (на сх. *г*) $T_a = F_a h = m_1 y h \omega^2$, в общем случае $T_a = J_{xy}\omega^2$, где J_{xy} – центробежный момент инерции массы тела относительно центра масс O.

Динамическая Н. характеризуется также наличием статической Н., т. е. приводит к возникновению $\bar{F}_a$ и $\bar{T}_a$.

Для оценки Н. используют понятие дисбаланса.

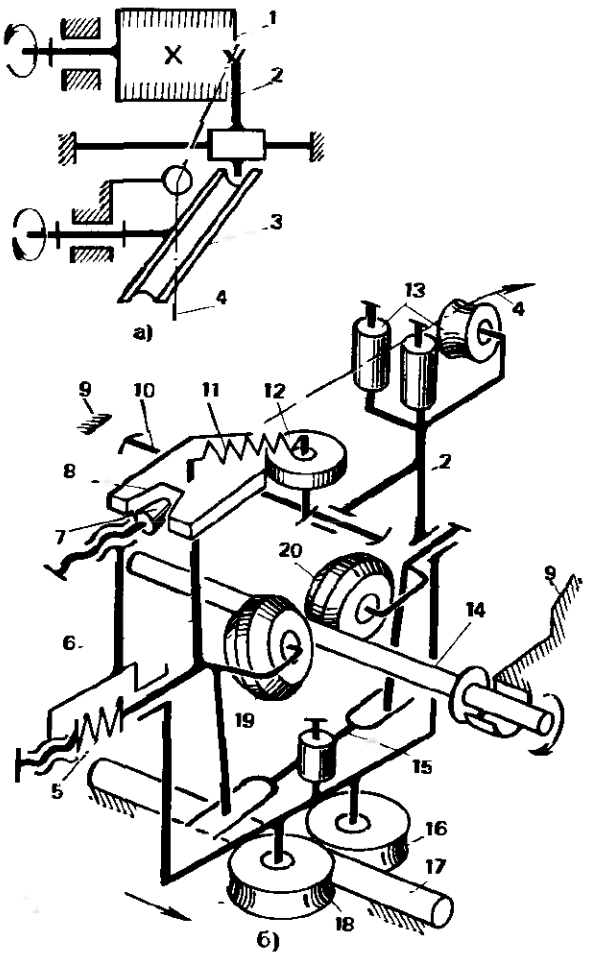
НЕУСТОЙЧИВОЕ МЕХАНИЧЕСКОЕ РАВНОВЕСИЕ – см. *Равновесие механической системы (равновесие).*

НИЖНИЙ ВЫСТОЙ В КУЛАЧКОВОМ М. – длительная остановка выходного звена в самом близком положении по отношению к центру вращения кулачка при непрерывном вращении кулачка (см. *Кулачка построение*).

НИЗШАЯ ПАРА – см. *Кинематическая пара (пара).*

НИТЕВОДИТЕЛЬ – устр. для равномерной укладки витков нити при наматывании ее на шпулю (барабан). Применяют Н. в текстильных, швейных машинах и машинах для производства кабелей (см. *Литцекрутильной машины м.*). Н. для грузоподъемных машин наз. канатоукладчиком. Н. кинематически связан с приводом шпули, равномерному вращению шпули соответствует равномерное перемещение нити вдоль оси шпули.

На сх. *а* – простейший Н. с кулачковым м. Нить *4* наматывается на шпулю *1* и перемещается вдоль оси шпули посредством ползуна *2*, приводимого во вращение цилиндрическим кулачком *3*. Кулачок и вал шпули кинематически связаны. Эта связь должна характеризоваться большим передаточным отношением. За пол-оборота кулачка укладывается полный слой нити на шпуле.



Для уменьшения передаточного отношения применяют многооборотный кулачковый м. с кулачком в виде цилиндрического винта с правой и левой резьбой.

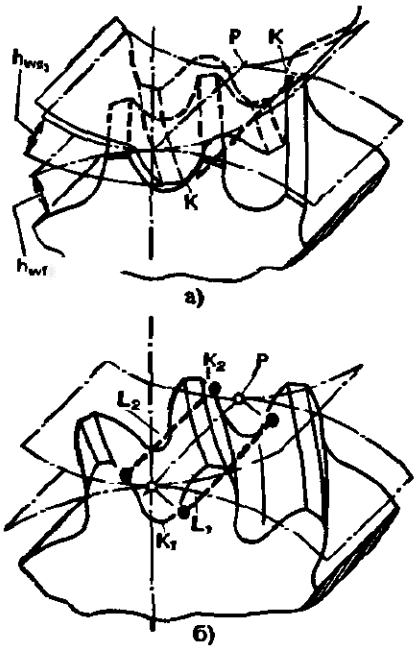
На сх. *б* – Н. литцекрутильной машины. Ползун *2* с роликами *13*, направляющими нить *4*, перемещается вдоль направляющей *17*. Ролики *16* и *18* катятся при этом по направляющей. Привод осуществляется путем вращения валика *14*, кинематически связанного с валом шпули. При вращении валик *14* взаимодействует с роликами *19* и *20*, расположенными под углом к оси валика. Звенья *14*, *19* и *20* вместе с ползуном *2* образуют ролико-винтовой м., преобразующий вращение валика *14* в поступательное движение ползуна *2*.

Реверсирование движения ползуна *2* осуществляется при повороте осей ро-

ликов с помощью кулачка переключателя *8*. Как только толкатель *10* дойдет до одного из упоров *9*, при движении ползуна ролик *12*, связанный с кулачком переключателя пружиной *11*, отклонится в сторону (толкатель повернется вокруг своей оси) и перескочит на другую рабочую поверхность кулачка. Кулачок при этом повернется до упора с регулировочным корпусом *7* и повернет коромысло *6*. Оси роликов *19* и *20* повернутся на одинаковый угол в разные стороны благодаря их связи через кулису *15*. При этом произойдет реверсирование поступательного движения.

Ролик *19* поджат к валику *14* пружиной *5*, обеспечивающей постоянный контакт роликов с валиком.

НОВИКОВА ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА – косозубая цилиндрическая передача с линейным или близким к линейному контактом, у зубчатых колес которой выпуклые поверхности начальных головок зубьев взаимодействуют с вогнутыми поверхностями начальных ножек зубьев, и коэффициентом торцового перекрытия, равным или близким к нулю.



Приближающийся к линейному контакт обеспечивается несколько меньшей кривизной профиля вогнутой поверхности зуба в сравнении с кривизной выпуклой поверхности профиля сопряженного с ним зуба. Плавность работы достигается за счет осевого перекрытия, коэффициент которого выбирают большим единицы. Различают Н. с одной (сх. *а*) и двумя (сх. *б*) линиями зацепления.

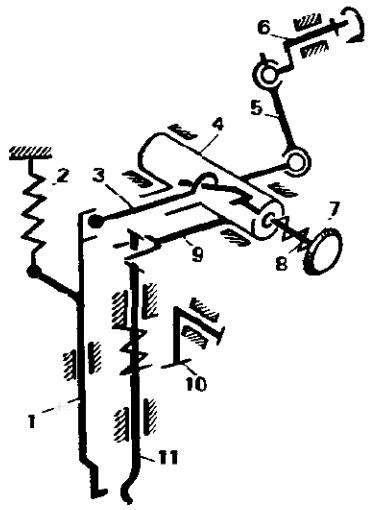
На сх. *а* обозначения: K – контактная линия, перемещаемая поступательно в процессе работы передачи [K перемещается по траектории параллельно полюсной линии P – линии контакта начальных цилиндров (обозначены штрихпунктирными линиями)]; h_{wa_1} и h_{wf_2} – соответственно высота начальной головки зуба шестерни и высота начальной ножки зуба колеса.

На сх. *б* обозначения: P – полюсная линия; K_1 и K_2 – контактные точки соответственно на ножке и головке зуба; L_1 и L_2 – линии зацепления – траектории соответственно контактных точек K_1 и K_2. Контактные точки на одной линии зацепления перемещаются одна за другой с интервалом, обозначаемым q_{21}. Интервал между двумя контактными точками на разных линиях зацепления q_{22} – наименьшее расстояние между двумя торцовыми сечениями сопряженных зубчатых колес, проведенными через контактные точки одноименных поверхностей двух соседних зубьев зубчатого колеса. Применяют Н. с двумя линиями зацепления. Они имеют зубья с выпуклыми поверхностями начальных головок и вогнутыми поверхностями начальных ножек. Зубья шестерни и колеса можно нарезать одним инструментом в отличие от Н. с одной линией зацепления.

Н. характеризуются более высокой несущей способностью по сравнению с эвольвентными цилиндрическими передачами вследствие большого приведенного радиуса кривизны контактирующих зубьев, имеет более высокий КПД благодаря перекатыванию зубьев без геометрического скольжения, но чувствительна к изменению межосевого расстояния.

Для Н. требуется высокая точность изготовления и высокая жесткость валов и опор.

НОЖА М. (швейн.) – устр. для передачи качательного движения ножу и звену для направления кромки ткани.

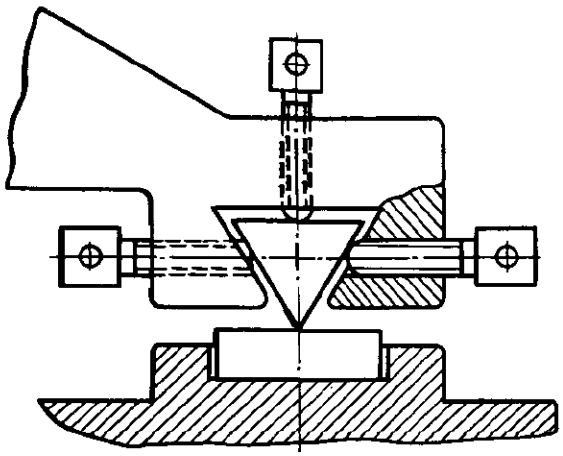


От кривошипа *6* через шатун *5* движение передается коромыслу *4*. Звенья *6*, *5*, *4* и стойка образуют пространственный четырехзвенный шарнирный м. Защелка *3* под действием пружины *8* введена в паз ножа *1*. Нож движется вниз в результате поворота защелки вместе с коромыслом *4*, возврат ножа осуществляется пружиной *2*. Защелка *3* может быть выведена из паза при нажатии на кнопку *7*, которая взаимодействует с защелкой *3* через клиновую пару.

С коромыслом *4* соединена листовая пружина *9*, взаимодействующая с ползуном *11* – звеном для направления кромки. Останавливают ползун *11* стопором *10*.

НОЖЕВАЯ ОПОРА – высшая кинематическая пара с контактом по линии, которую образуют звено в виде треугольной призмы и звено с плоской или цилиндрической поверхностью.

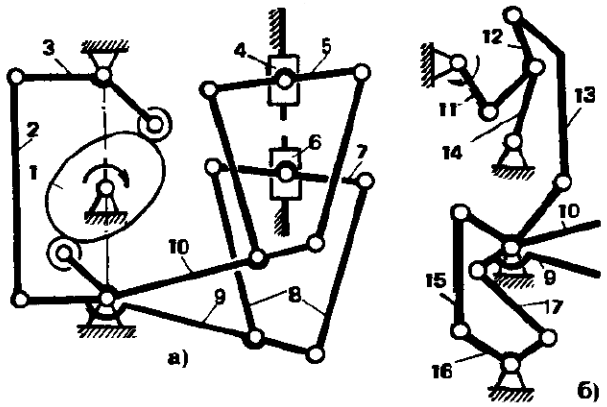
На сх. звено в виде призмы устанавливают посредством винтов относительно сопряженной с ним детали.



НОЖЕВЫХ РАМ М. (текст.) – устр. для сообщения встречного возвратно-поступательного движения ножевым рамам жаккардовой машины.

Ножевые рамы *5* и *7*, шарнирно соединенные соответственно с ползунами *4* и *6*, приводятся в движение от кулачка *1* (сх. *а*) или от кривошипа *11* (сх. *б*).

Тяги *8* соединяют шарнирно ножевую раму *7* с качающимся коромыслом *9*. Образованный таким образом шарнирный шестизвенный м. (звено *9*, два звена *8*, рама *7*, ползун *6* и стойка) обеспечивает передачу раме *7* возвратно-поступательного движения и определенной ориентации.



Аналогично рама *5* связана с коромыслом *10*. Коромысла *9* и *10* приводятся от кулачка *1*. Причем коромысло *10* взаимодействует с кулачком *1* непосредственно, а коромысло *9* – через тягу *2* и рычаг *3*.

В сх. *б* звенья *11*, *12*, *14* образуют кривошипно-коромысловый м. Движение от шатуна *12* через тягу *13* передается коромыслу *10*.

Согласование движения коромысел *10* и *9* достигается путем их соединения с помощью тяги *15*, рычага *16* и тяги *17*.

НОЖКА ЗУБА – см. *Зуб*.

НОЖНИЦЫ – устр. для резки листового и полосового материала.

На сх. *а*–*е* Н., служащие для поперечного разрезания материала в процессе его движения. На сх. *ж* – Н. с

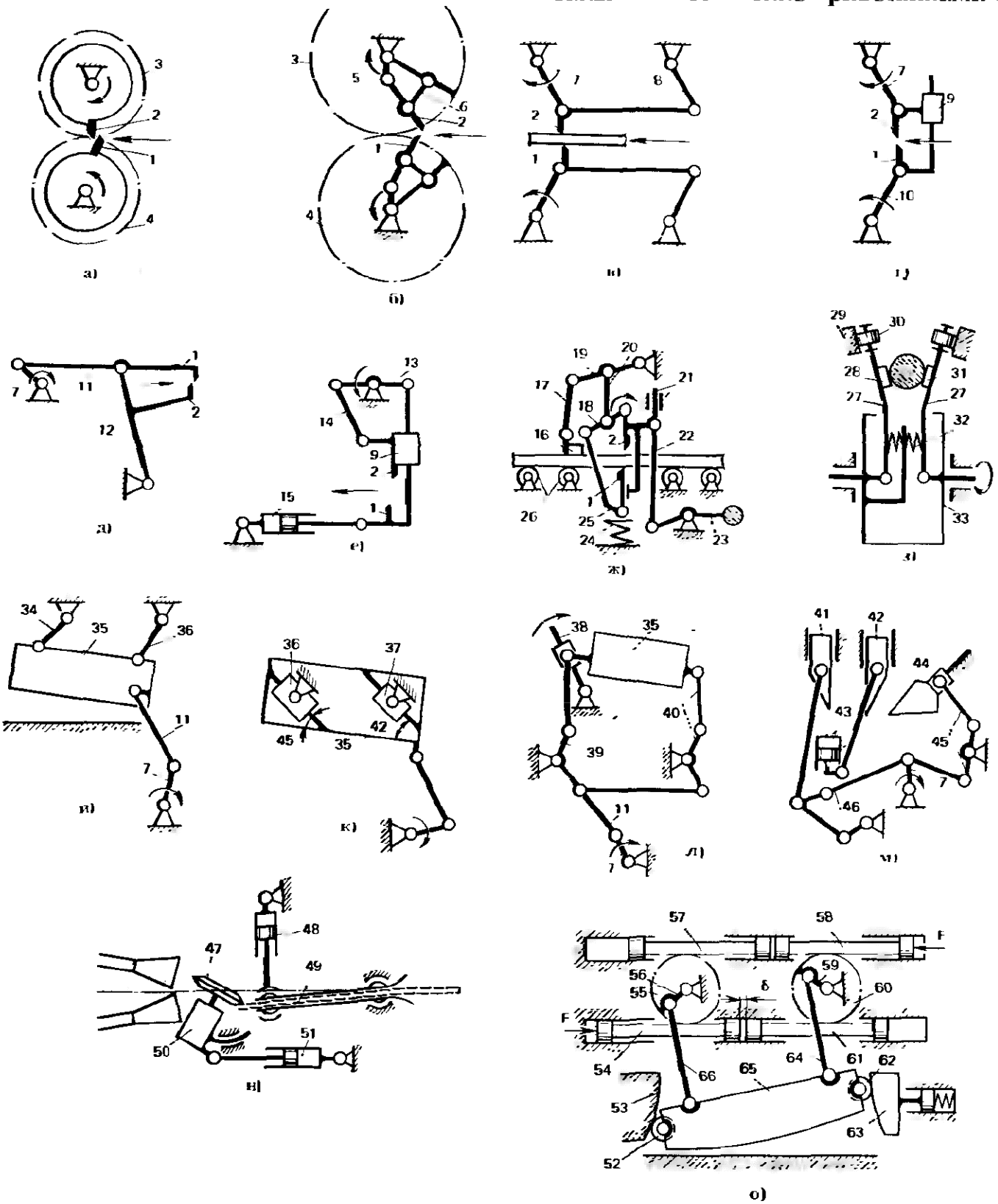
прижимом прокатного материала к конвейеру, по которому он перемещается, на сх. *з* – барабанные Н. для резки пруткового материала, на сх. *и, к, л, м* – Н. для обрезки листов, в частности, стопок бумаги, на сх. *н* – дисковые Н. для резки пруткового материала, на сх. *о* – Н. для резки листового материала.

Ножи *1* и *2* на сх. *а* непосредственно укреплены на зацепляющихся между собой зубчатых колесах *3* и *4*.

На сх. *б* каждый из ножей шарнирно соединен с зубчатым колесом посредством звеньев *6* и *5*. Ведущим является кривошип *5*.

На сх. *в* каждый из ножей подвешен на двух параллельных кривошипах *7* и *8*. Благодаря этому обеспечивается поступательное перемещение ножей.

На сх. *г* ножи *1* и *2* шарнирно связаны соответственно кривошипами *10*



и 7, а между собой они соединены посредством поступательной пары 9.

На сх. *д* нож 1 присоединен к шатуну 11, а нож 2 – к коромыслу 12 кривошипно-коромыслового м. Привод осуществляется от кривошипа 7.

На сх. *в* ножи 1 и 2 соединены между собой посредством поступательной пары 9. Их встречное возвратно-поступательное движение осуществляется при качании рычага 13. Нож 2 соединен с рычагом 13 посредством шатуна 14, а нож 1 связан с рычагом 13 с помощью шарнира. Ножи при резке увлекаются разрезаемым материалом в сторону его движения, а возвращаются пневмоцилиндром 15.

На сх. *ж* ножи 1 и 2 соединены между собой поступательной парой и перемещаются поступательно только в поперечном направлении, что обеспечивается связью ножа 2 с ползуном 21. Вес ножа 2 и ползуна 21 воспринимается через шатун 22 рычагом 23 с грузом на конце. Вес ножа 1 с присоединенными к нему звеньями воспринимается пружиной 24. Привод осуществляется от кривошипа 18. При его вращении через шатун 20, коромысло 19 и шатун 17 передается движение прижиму 16. М., соединяющий между собой прижим 16, ножи 2 и 1, обладает двумя степенями свободы. Сначала звено 16 прижимает материал к роликам 26, затем рычаг 18 проворачивается вокруг шарнира на звене 20, воздействует на нож 1 и через звено 25 на нож 2. Ножи 1 и 2 движутся навстречу друг другу и материал разрезается.

На сх. *з* ножи 28 и 31 закреплены на рычагах 27, между которыми установлена пружина 32. На концах рычагов 27 установлены ролики 30. Ролики при вращении барабана 33 катятся по неподвижным кулачкам 29. Наезжая на выступы кулачков, ролики приводят рычаги к сближению и происходит резка материала.

На сх. *и, к, л* – листовые односторонние ножницы. Нож 35 расположен наклонно, чтобы обеспечивалось постепенное его врезание. На сх. *и* он подвешен на двух коромыслах 34 и 36, а приводится через шатун 11 от кривошипа 7.

На сх. *к* нож установлен так, что может перемещаться в двух направляющих кулисах 36 и 37. Углы расположения направляющих различны, что обеспечивает наклонное положение ножа в начале хода и горизонтальное положение в конце его.

На сх. *л* нож 35 приводится в движение от кривошипа 7 через шатун 11 и далее через две параллельные кинематические цепи 39 и 40. Благодаря наклону кулисы 38 в направлении стрелки регулируется наклон ножа 35.

На сх. *м* – Н. для обрезки бумаги с трех сторон. Нож 42 приводится от гидроцилиндра 43, а ножи 41 и 44 – от кривошипа 7. Движение ножей 41 и 44 согласовано, так как они соединены между собой общей кинематической цепью. Движение от кривошипа 7 через м. 45 передается ножу 44, а через м. 46 – ножу 41. М. 45 представляет собой последовательное соединение двух четырехзвенных м., а м. 46 – семизвенный м., включающий в себя структурную группу III класса.

Дисковые Н. на сх. *н* имеют режущий диск, приводимый во вращение двигателем 50. Поворачивается диск 47 посредством гидроцилиндра 51. Разрезаемый пруток перемещается по направляющей 49, совершающей качательное движение с помощью гидроцилиндра 48.

На сх. *о* дугообразный нож 65 совершает перекатывающее движение относительно неподвижного прямолинейного ножа. Нож 65 приводится в движение вращением двух кривошипов 56 и 59, с которыми он соединен шатунами 66 и 64 соответственно. От бокового смещения нож 65 удерживается неподвижным копиром 53 и подпружиненным копиром 63. Ролики 52 и 62, установленные на ноже 65, при его движении катятся по поверхностям копиров 53 и 63 соответственно.

Кривошипы 56 и 59 вращаются син-

хронно, но в начальном положении они смещены относительно друг друга на некоторый угол, величина которого обусловливает характер перекатывающегося движения ножа.

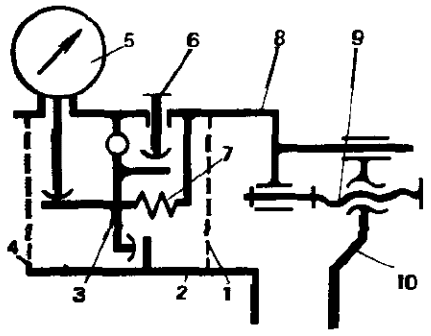
Кривошипы *56* и *59* соединены с зубчатыми колесами *55* и *60* соответственно. Зубчатое колесо *55* зацепляется с рейками *54* и *57*, а зубчатое колесо *60* – с рейками *58* и *61*. Зазор δ между парой реек нужен для обеспечения одинакового нагружения зубчатых зацеплений. Величину зазора устанавливают в пределах зазора в зубчатом зацеплении. При нажатии на рейки *54* и *58* в направлении силы $\bar{F}$ зазоры устраняются, колеса поворачиваются вместе с кривошипами *56* и *59*, которые приводят в движение нож *65*.

НОМИНАЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ЗУБА – см. *Зуб.*

НОРМАЛЕМЕР – устр. для измерения длины общей нормали зубчатого колеса и передачи этой информации на индикатор.

Губки *2* и *10* устанавливают на определенный расчетный размер, например, по эталону. Положение губки *10* регулируется винтом *9* относительно корпуса *8*. Губка *2* подвешена к корпусу на листовых упругих элементах *1* и *4*.

При измерении губки вводят в соприкосновение с поверхностями зубьев. Подвижная губка *2*, перемещаясь, давит на рычаг *3* и соответственно перемещается ножка индикатора *5*. Для прижатия губок к поверхностям зубьев служит пружина *7*. Для отвода губок от поверхностей зубьев предусмотрена кнопка *6*, которая при нажатии на нее поворачивает рычаг *3* и, растягивая пружину *7*, освобождает от ее взаимодействия губку *2*.



НОРМАЛЬНОЕ УСКОРЕНИЕ ТОЧКИ – см. *Ускорение точки.*

НУТАЦИИ УГОЛ – см. *Эйлера углы.*

НУТАЦИЯ (от лат. nutatio – колебание) – происходящее одновременно с прецессией движение твердого тела, при котором изменяется угол между осью собственного вращения и осью прецессии (см. также *Эйлера углы*).

НЬЮТОНА ЗАКОНЫ МЕХАНИКИ – законы классической механики, которым подчиняются параметры движения и взаимодействия тел в пространстве.

Первый закон Ньютона. При отсутствии внешних сил тело сохраняет состояние покоя или равномерного движения: сила $F = 0$, ускорение $a = 0$.

Второй закон Ньютона. Сила $\bar{F}$, действующая на тело с массой m, равна скорости изменения импульса этого тела во времени $\bar{F} = \frac{\Delta(m\bar{v})}{\Delta t}$, где $\Delta(m\bar{v})$ – изменение импульса за промежуток времени Δt; $\bar{v}$ – скорость.

При постоянной массе $\bar{F} = -m\bar{a}$, где $\bar{a}$ – ускорение.

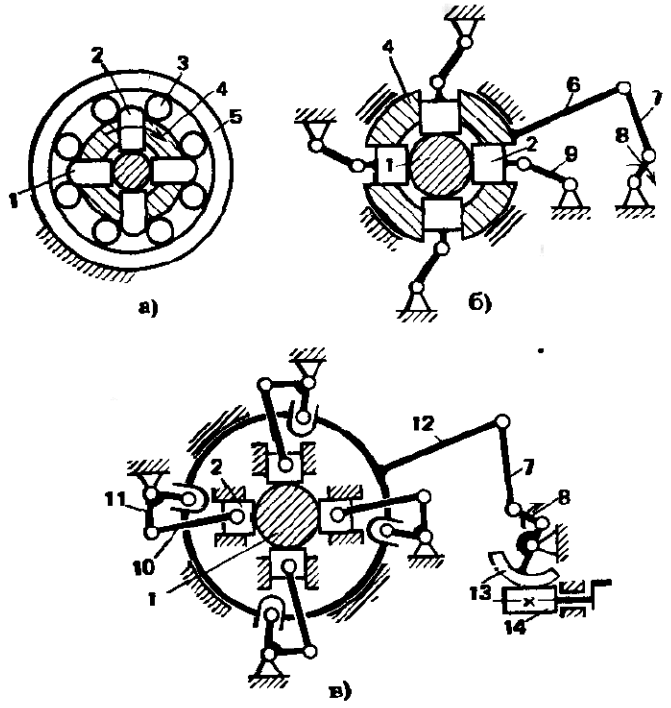
Третий закон Ньютона. При любом взаимодействии двух тел сила $\bar{F}_{12}$, с которой первое тело воздействует на второе, равна по величине и противоположна по направлению силе $\bar{F}_{21}$, с которой второе тело воздействует на первое: $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$.

О

ОБГОННАЯ МУФТА – см. *Свободного хода м.*

ОБГОННЫЙ РЕЖИМ ПЕРЕДАЧИ – см. *Тормозной режим передачи.*

ОБЖАТИЯ М. – устр. обжимных машин, подвергающее заготовки пластическому деформированию. На *сх. а* – роликовый О. При вращении сепаратора *4* ролики *3*, размещенные в обойме *5*, надавливают на ползуны *2*, которые перемещаются в радиальном направлении и обжимают заготовку *1*.



На сх. *б* – рычажный О. Кривошип *8* через шатун *7* сообщает качательное движение коромыслу *6*, жестко соединенному с сепаратором. При повороте сепаратора ползуны *2* под воздействием звеньев *9* перемещаются и обжимают заготовку *1*. О. на сх. *б* представляет собой последовательное соединение кривошипно-коромыслового (звенья *8*, *7*, *6*) и кулисного м. (звенья *4*, *2*, *9*).

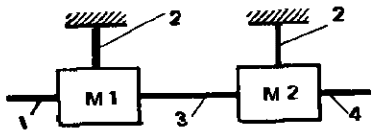
На сх. *в* движение от кривошипа *8* через шатун *7* передается кулисе *12*. При повороте кулисы поворачиваются рычаги *11* и через шатуны *10* воздействуют на ползуны *2*. Сх. *в* представляет собой соединение кулисного и кривошипно-ползунного м. Начальное положение звеньев и ход регулируются перемещением центра вращения кривошипа *8* с помощью червячной передачи *14*–*13*.

ОБКАТНАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА (КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА) – коническая зубчатая передача, боковые поверхности зубьев колес которой образованы производящей поверхностью в станочном зацеплении.

ОБОБЩЕННАЯ СИЛА – величина, равная коэффициенту при вариации данной обобщенной координаты в выражении возможной работы сил, действующих на механическую систему. О. представляет собой каждую из величин F_i, произведения которых на элементарные приращения обобщенных координат q_i механической системы дают элементарную работу δA сил, действующих на систему: $\delta A = \sum_{i=1}^{w} F_i\, dq_i$, где w – число степеней свободы.

ОБОБЩЕННАЯ СКОРОСТЬ – производная по времени от обобщенной координаты.

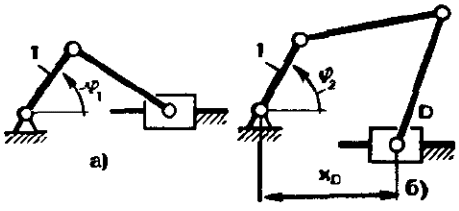
ОБОБЩЕННАЯ СТРУКТУРНАЯ СХЕМА М. – сх. м., содержащая составные части (узлы, отдельные м.) и характеризующая вид их соединения между собой и со стойкой. Например, на сх. дано последовательное соединение м. *M1* и *M2*.



Сх. в целом имеет звенья: входное звено *1*, выходное *4*, соединительное *3* и неподвижное *2*.

ОБОБЩЕННЫЕ КООРДИНАТЫ – независимые между собой параметры, которые при наименьшем их числе однозначно определяют положение механической системы.

Для системы, на которую наложены только голономные связи (см. *Связи*), О. совпадает с числом степеней свободы этой системы. Закон движения системы задают соответствующими этому числу уравнениями вида $q_i = q_i(t)$, где t – время.



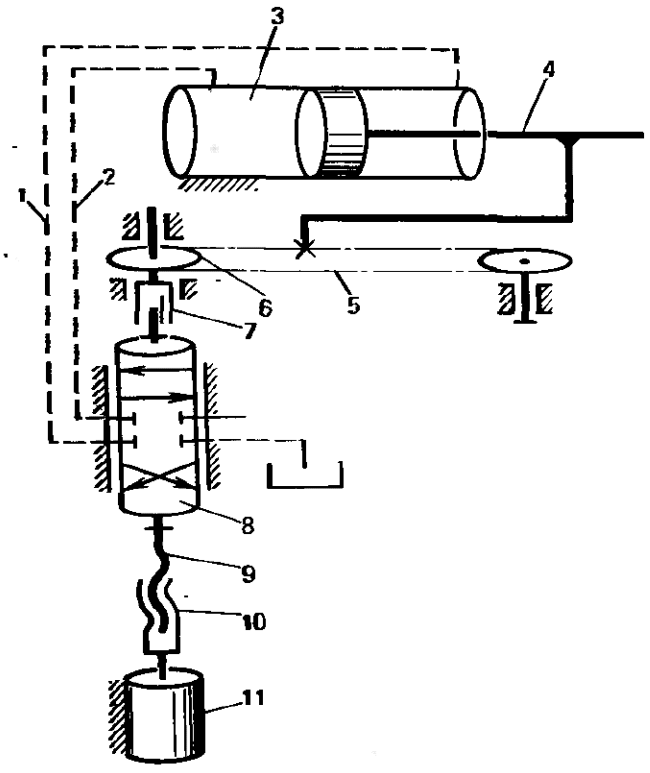
Для м. О. определяют положения звеньев относительно стойки. О. могут быть угол положения кривошипа *1* φ_1 (сх. *а*) или угол φ_2 и расстояние x_D (сх. *б*). В обоих случаях указанных параметров достаточно, чтобы однозначно определить положение м. в целом.

ОБОБЩЕННЫЙ ИМПУЛЬС – величина p_i, характеризующая движение i-го звена механической системы и связанная с кинематической энергией системы соотношением $p_i = \partial E_k/\partial \dot{q}_i$, где $\dot{q}_i = dq_i/dt$ – обобщенная скорость, соответствующая обобщенной координате q_i; t – время.

ОБРАТИМЫЙ РЕЖИМ ПЕРЕДАЧИ – режим работы передачи, при котором энергия передается от выходного звена к входному звену.

ОБРАТНАЯ СВЯЗЬ В М. – устр., установленное между выходным звеном м. и управляющим звеном привода и ограничивающее инерционное воздействие привода на выходное звено привода.

Управляющему звену – гидрораспределителю *8* сообщается поступательное движение управляющим двигателем *11* с помощью винтовой пары *10–9*. При совмещении каналов *1* и *2* с нагнетательной и сливной магистралью рабочая жидкость поступает в полость гидроцилиндра *3* и сообщает движение выходному звену – штоку *4*. Шток связан цепью *5* со звездочкой *6*, которая соединена поступательной парой *7* с винтом *9*.



Гидрораспределителю сообщается два движения через дифференциальную винтовую пару *9–10*: со стороны двигателя *11* и со стороны выходного звена *4*. Как только начинается движение выходного звена *4*, оно стремится вернуть гидрораспределитель в начальное положение, при котором подача жидкости перекрыта. Выходное звено, таким образом, вносит коррекцию в положение гидрораспределителя, исключая дополнительное движение выходного звена, обусловленное инерционностью привода.

ОБРАЩЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ МЕТОД – метод исследования и проектирования м., заключающийся в мысленной остановке подвижного звена м. при сохранении относительных движений всех звеньев, входящих в м.

Чтобы сохранить неизменными относительные движения звеньев м., им придают движение, обратное по направлению и величине параметров движения мысленно остановленного звена. О. используют при проектировании зубчатых зацеплений (см. *Сопряженные профили зубьев*), при проектировании кулачков кулачковых м. (см. *Кулачка построение*), при анализе планетарных зубчатых передач и т. п.

Например, при анализе планетарной передачи останавливают ее водило (метод Виллиса). Планетарная передача превращается в этом случае в передачу с неподвижными осями колес, для которой легко определить передаточное отношение. Мысленная остановка водила равноценна вычитанию угловой скорости водила из угловых скоростей всех подвижных звеньев. Передаточное отношение при остановленном водиле (см. *Планетарная зубчатая передача*, сх. *а*, *б*) имеет вид

$$i_{ga}^{(h)} = \frac{\omega_g - \omega_h}{\omega_a - \omega_h}, \qquad (1)$$

где ω_g, ω_a, ω_h – угловые скорости соответственно звеньев g, a, h. Здесь индексы при i означают звенья: h – остановленное; g – входное; a – выходное.

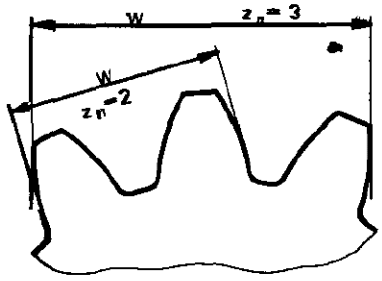
Так же можно записать передаточное отношение при любом другом остановленном звене, например:

$$i_{gh}^{(a)} = \frac{\omega_g - \omega_a}{\omega_h - \omega_a}, \quad (2)$$

$$i_{ab}^{(h)} = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h}. \quad (3)$$

Зная, что $i_{ab}^{(h)} = -z_b/z_a$, где z_a, z_b – числа зубьев соответственно колес a и b, можно определить из (3) при $\omega_b = 0$ для сх. *а* $i_{ah}^{(b)} = 1 + z_b/z_a$, где $i_{ah}^{(b)}$ – передаточное отношение при остановленном звене b, входном звене a и выходном h.

ОБЩАЯ НОРМАЛЬ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – прямая, перпендикулярная к разноименным поверхностям зубьев. Расстояние между упомянутыми поверхностями по О. наз. длиной общей нормали W.

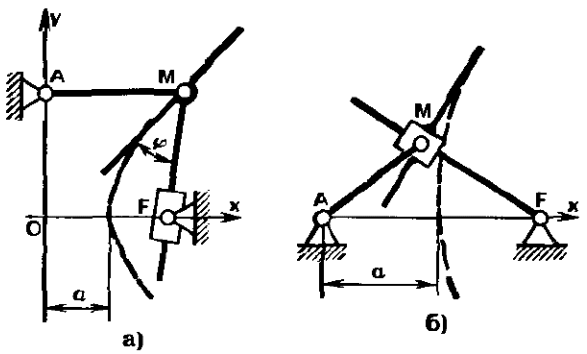


В длине О. размещается z_n зубьев. Число z_n на одном колесе может быть различным. В качестве параметра при измерении принимают любую из длин (см. сх.). Из-за погрешностей изготовления длины О., охватывающие одно и то же число зубьев на различных участках колеса, различаются. Наибольшую разность между длинами называют колебанием длины общей нормали V_{Wr}.

ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ МЕХАНИКИ – см. *Д'Аламбера – Лагранжа принцип.*

ОГИБАНИЯ ГИПЕРБОЛЫ М. – устр. для получения положений подвижного звена, огибающих гиперболу.

О., предложенный И. И. Артоболевским (сх. *а*), выполнен в виде коромыслово-кулисного м., у которого к шатуну жестко присоединена под углом φ линейка, огибающая гиперболу.



При расположении центра поворота кулисы в полюсе F, а центра поворота коромысла AM на оси x (т. A) получается гипербола с параметрами

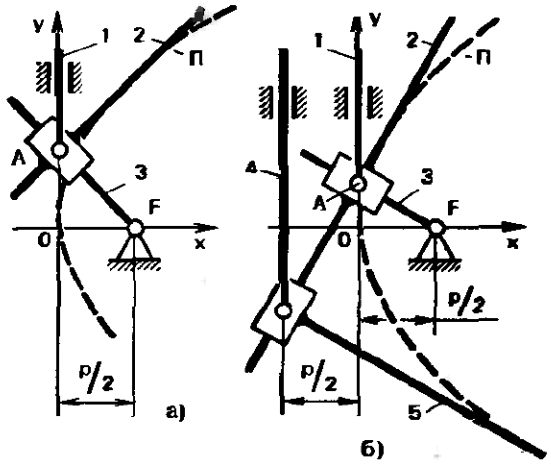
$$a = AM \sin\varphi, \; OF = AO \operatorname{tg}\varphi.$$

В частном случае (сх. *б*) при $\varphi = 90°$ т. A совпадает с т. О, а величина a равна длине коромысла AM. О. имеет ту же сх., что и м. огибания эллипса, но т. т. A и F расположены по разные стороны огибаемой кривой.

ОГИБАНИЯ МЕТОД – см. *Нарезание зубчатых колес.*

ОГИБАНИЯ ПАРАБОЛЫ М. – устр. для получения положений подвижного звена, огибающих параболу.

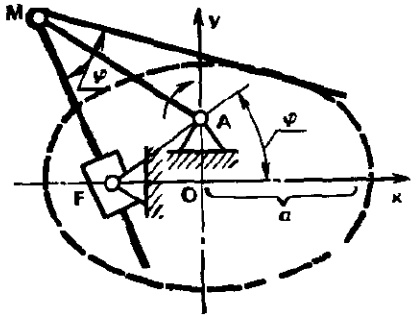
На сх. *а* кулиса *3* кулисно-ползунного м. поворачивается вокруг т. F на оси x, ползун *1* перемещается вдоль оси y, расположенной на расстоянии $p/2$ от т. F, где p входит в уравнение параболы $y^2 = 2px$, а т. F – фокус параболы. Шатун *2* имеет линейку, расположенную перпендикулярно AF. Эта линейка и огибает параболу $П$.



В сх. *б* – устр. на основе сх. *а*, дополненное ползуном *4*, который перемещается вдоль направляющей, расположенной на расстоянии p от фокуса и параллельной оси y. Ползун *4* соединен с шатуном *2* посредством вращательной и поступательной пар. Шатун 5, установленный между звеньями *4* и *2*,

имеет линейку, параллельную кулисе *AF*, которая и огибает параболу.

ОГИБАНИЯ ЭЛЛИПСА М. – устр. для получения положений подвижного звена, огибающих эллипс.



О., предложенный И. И. Артоболевским, представляет собой кривошипно-кулисный м., у которого к шатуну жестко присоединена под углом φ линейка, огибающая эллипс (см. сх.). При расположении центра поворота кулисы в одном из полюсов, а центра вращения кривошипа на оси *y* получается эллипс с параметрами $a = AM \sin\varphi$, $OF = AO \operatorname{tg}\varphi$.

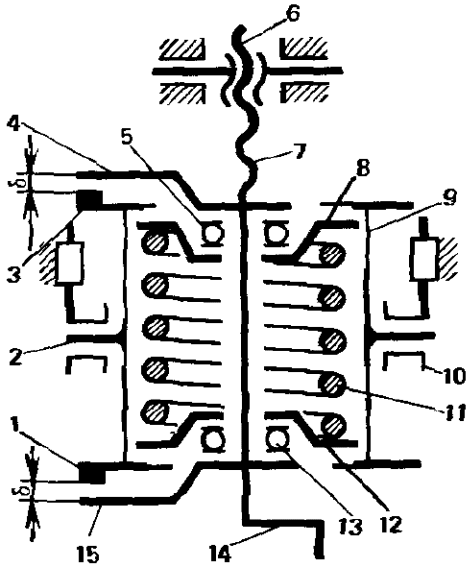
О. имеет ту же сх., что и м. огибания гиперболы, но характеризуется расположением т. *A* и *F* внутри огибаемой кривой, что обеспечивается выбором угла φ.

ОГРАНИЧЕНИЯ В СИНТЕЗЕ М. – дополнительные условия синтеза, выражаемые неравенствами и устанавливающие допустимые области существования параметров синтеза.

При синтезе м. целевая функция вычисляется только для тех комбинаций параметров синтеза, которые удовлетворяют О.

В качестве О. могут быть ограничения: длин звеньев (например, не более заданной величины), соотношений размеров, угла давления, передаточного отношения при остановленном водиле и т. п.

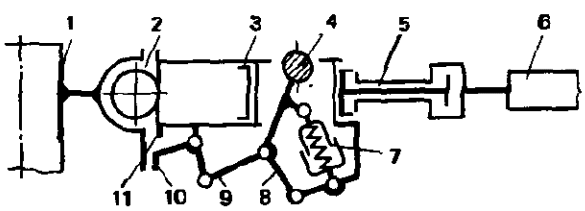
ОГРАНИЧИТЕЛЬ ОСЕВОГО УСИЛИЯ ВИНТОВОГО М. – устр., обеспечивающее стопорение подвижных звеньев винтового м. при превышении заданного осевого усилия.



Винт *7*, приводимый от ручки *14*, взаимодействуя с гайкой *6*, передает осевое движение ползуну *10* через цапфы *2*. При этом усилие может передаваться от винта через подшипник *5*, шайбу *8*, пружину *11* и звено *9* или при реверсировании нагрузки – через подшипник *13*, шайбу *12*, пружину *11* и звено *9*. В обоих случаях пружина *11* сжимается. Если передаваемое усилие превышает заданную величину, то деформация пружины приводит к устранению зазора δ между рычагом *15* и выступом *1* или между рычагом *4* и упором *3*. Выступ не допускает при этом дальнейшее движение рычага в окружном направлении, а следовательно, и вращение жестко соединенного с ним винта *7*.

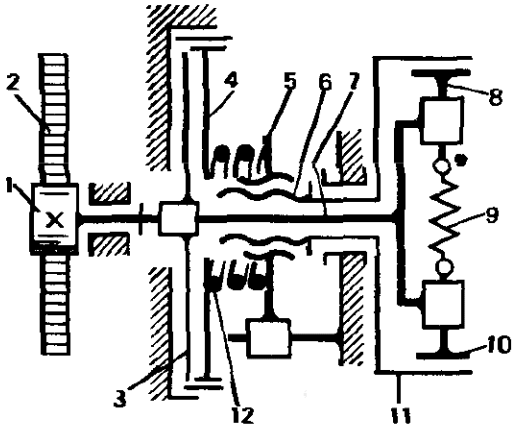
ОГРАНИЧИТЕЛЬ СВЕСА ЛОПАСТИ (авиац.) – устр. для ограничения наклона оси лопасти в вертикальной плоскости при малой частоте вращения несущего винта вертолета.

Лопасть *6* посредством трех шарниров *2*, *3* и *5* присоединена к валу *1*. Внутри шарнира *3* установлен на рычаге *8* груз *4*. При малой частоте вращения винта упор *10* ограничивает наклон оси лопасти (в частном случае до 2°10′). Упор *10* прижимается пружиной *7*, воздействующей на него через рычаг *8* и тягу



9. При большой частоте вращения груз 4 из-за наличия силы инерции смещается от оси вала 1, преодолевая силу сжатия пружины 7. Поворот рычага 8 через тягу 9 передается рычагу с упором 10. Упор 10 опускается, не ограничивая наклона оси лопасти. Ограничителем свеса служит упор 11 (в частном случае наибольший свес 7°15′).

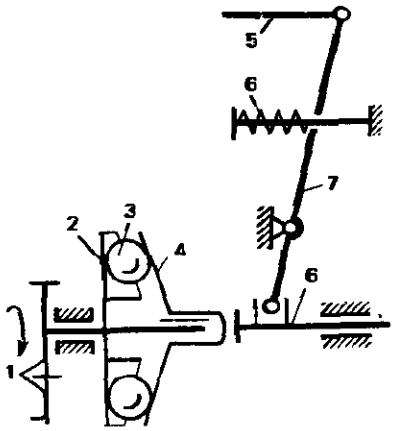
ОГРАНИЧИТЕЛЬ СКОРОСТИ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ – устр., обеспечивающее уменьшение скорости подъемного или транспортного средства при превышении ее заданного предела.



На относительно подвижных объектах расположены шестерни 1 и зацепляющаяся с ней рейка 2. Вращение от шестерни передается на вал 7 и далее центробежному управляющему тормозу. Если скорость превышает допустимую, то колодки 8 и 10 за счет центробежных сил растягивают пружину 9 и раздвигаются настолько, что начинают притормаживать барабан 11. Вместе с барабаном замедляется вращение винта 6, который заставляет двигаться поступательно гайку 5. Гайка 5 воздействует через пружину 12 на диск рабочего тормоза 4, который притормаживает вращающийся диск 3, установленный на валу 7. При снижении скорости до заданной величины колодки 8 перестают притормаживать барабан 11, гайка под действием пружины 12 возвращается в прежнее положение, если резьба выполнена несамотормозящей.

Соединение управляющего и рабочего тормозов позволяет увеличивать тормозной момент (см. *Сервотормоз*), а введение в кинематическую цепь упругого звена 12 обеспечивает плавность нарастания момента.

ОГРАНИЧИТЕЛЬ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ – устр., управляющее подачей топлива в двигатель внутреннего сгорания при достижении определенной частоты вращения вала двигателя. О. наз. также однорежимным центробежным регулятором.

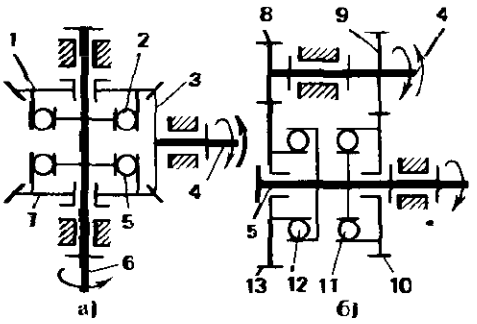


Вращение от вала двигателя через зубчатую передачу 1 передается диску регулятора 2 и конусу 4. Между диском 2 и конусом 4 установлены шарики 3. Шарики 3 при вращении диска 2 увлекаются его выступами и под действием центробежных сил расходятся, воздействуя на конус 4. Конус 4 перемещается в осевом направлении вместе с ползуном 8. От ползуна 8 движение через рычаг 7 и тягу 5 передается дроссельной заслонке, ограничивающей поступление топлива в двигатель. Когда силы инерции на звенья начинают превышать усилие пружины 6, звенья начинают перемещаться и воздействовать на дроссельную заслонку при определенной, близкой к предельной частоте вращения вала двигателя.

ОДНОЗАХОДНАЯ РЕЗЬБА – см. *Резьба.*

ОДНОНАПРАВЛЕННОГО ДВИЖЕНИЯ М. – устр., в котором выходное звено не изменяет направления движения при реверсировании движения входного звена.

Применяют О. в групповом приводе, когда реверсирование движения одного из приводимых устр. не должно влиять

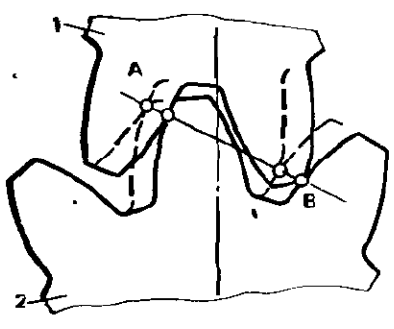


на последовательно соединенное с ним другое устр. (сх. *а*). С помощью О. можно также получать две угловые скорости выходного вала при реверсировании движения входного вала (сх. *б*).

В сх. *а* входное звено *4* связано с выходным звеном *6* посредством конической передачи и м. свободного хода. При вращении звена *4*, жестко соединенного с колесом *3*, конические колеса *1* и *7* вращаются в разные стороны. Поэтому движение передает один из м. свободного хода *2* или *5*. При реверсировании вращения включается другой м. свободного хода, а первый отключается. Направление вращения звена *6* остается неизменным.

В сх. *б* — двухскоростная передача. При вращении вала *4* в одну сторону передача осуществляется через зубчатую пару *8—13* и м. свободного хода *12* на вал *5*. При вращении вала *4* в другую сторону передача осуществляется через зубчатую пару *9—10* с другим передаточным отношением и м. свободного хода *11*.

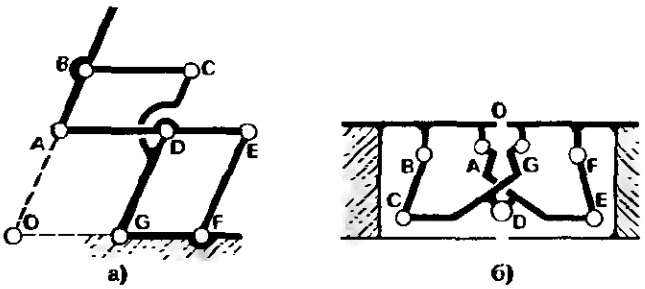
ОДНОПАРНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление, в течение которого происходит взаимодействие одной пары зубьев. При взаимодействии колес *1* и *2* О. происходит между граничной т. *A*



и граничной т. *B*. Для каждого из зубчатых колес верхняя граничная т. соответствует началу или окончанию О. и расположена около вершины зуба, а нижняя граничная т. также соответствует началу или окончанию О., но расположена у ножки зуба.

ОДНОПОДВИЖНАЯ ПАРА – кинематическая пара с одной степенью свободы в относительном движении ее звеньев.

ОДНОПОДВИЖНОЕ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – шестизвенный шарнирный м., конструктивно заменяющий одноподвижную вращательную пару с центром, не совпадающим ни с одним из шарниров и расположенным вне данного м.



О. выполняют в виде двухконтурной кинематической цепи с одним общим шарниром для каждого контура (на сх. *а* т. *D*). Контуры могут быть в виде параллелограммов (сх. *а*) или в виде симметричных относительно т. *D* четырехугольников с различной длиной звеньев (сх. *б*). В первом случае шарнир *D* эквивалентен шарниру с неподвижным центром вращения *O*. Во втором случае центр вращения шарнира *O* незначительно перемещается в процессе движения звеньев.

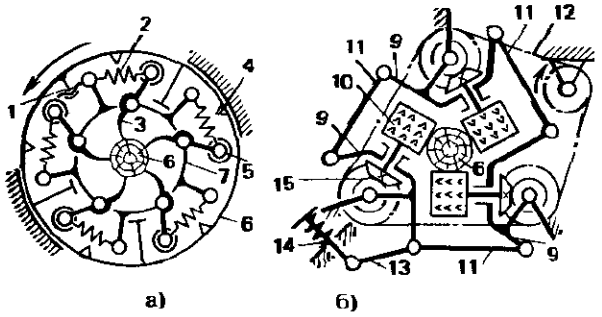
Параллелограмм *DEFG* (сх. *а*) имеет общие звенья с параллелограммом *ABCD* (звенья *AE* и *CG*). Благодаря этому звено *AB* перемещается параллельно звеньям *CD* и *EF*. Оно как бы является звеном м. параллельных кривошипов *OA*, *CD*, *EF* и поворачивается вокруг т. *O*. В зоне т. *O* могут быть расположены другие устр. и элементы.

Вариант О., показанный на сх. *б*, представляет собой м., размещенный внутри тела звеньев *1* и *2* двери. Длины звеньев $AB = GF$, $BC = EF$, $CG = AE$, их форма и расположение т. *D* подобраны

таким образом, что звено *2* может поворачиваться на 180° относительно звена *1* вокруг т. в зоне стыка звеньев *О*. Такое исполнение О. называют скрытым шарниром.

ОДНОРЕЖИМНЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ РЕГУЛЯТОР – см. *Ограничитель частоты вращения.*

ОКОРОЧНОГО СТАНКА М. (дерев.) – устр. для продольной подачи бревна и срезания с него коры.



На сх. *а* – м. привода короснимателей, а на сх. *б* – м. подачи бревна. Оба м. компонуются в едином корпусе.

В роторе (сх. *а*) установлены короснимати *3*. Они шарнирно соединены с водилом *7*, которое с помощью винтовой пары *1* соединено с ротором *8*. Ход короснимателей ограничен упорами *4*, с которыми контактируют ролики *5* при минимально допустимом схождении короснимателей к центру. Короснимати прижимаются к бревну *6* посредством пружин *2* и при вращении ротора срезают кору.

М. подачи (сх. *б*) выполнен в виде трех рифленых роликов *10*, зажимающих боковыми поверхностями бревно *6*.

Ролики шарнирно подвешены с помощью рычагов *9* к корпусу станка. Все рычаги *9* соединены тягами *11*. Образован семизвенный м. в виде трех соединенных между собой двухкоромысловых м. Он обеспечивает синхронное перемещение всех коромысел, а следовательно, – и роликов *10* к центру или от центра. Ролики к бревну *6* прижимаются под действием пружины *14*, взаимодействующей через тягу *13* с семизвенным м. Ролики вращаются от двигателя через цепную передачу *12* и конические зубчатые передачи *15* и перемещают бревно в продольном направлении.

ОКРУЖНОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – устр. для получения движения по дуге окружности т. звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями.

О. применяют в тех случаях, когда невозможно, например, разместить неподвижную опору в центре окружности и использовать кривошип для воспроизведения окружности.

В основе сх. *а* (м. Делоне) заложен антипараллелограмм *ABCD*, к которому присоединен параллелограмм *CEKD*. Длины звеньев подчинены условию $AB = BC = CE = CD = DK = KE = KF = a$.

Т. *F* равномерно движется по окружности радиусом *a* при равномерном вращении кривошипа *AB*.

В сх. *б* (м. Н. Е. Жуковского) к параллелограмму *ABED* присоединен антипараллелограмм *ABCD*, а звенья *CF* и *EF* образуют с шатунами упомянутых механизмов ромб, т. е. выполняются условия $AB = DE = CD$; $BC = BE = CF = EF$.

Т. *F* движется по окружности радиусом *AB*. Такая же траектория т. *F* получилась бы при движении кривошипа *FG*, параллельного *CD*. Поскольку кривошип *CD*, входящий в состав антипараллелограмма *ABCD*, движется неравномерно по отношению к звену *AB*, то т. *F* также движется неравномерно.

В сх. *в* (м. Поселье – Липкина) – два одинаковых кривошипно-коромысловых м. *ABCD* и *AECD* имеют общую опору *A*, кривошип *DC* и объединены парой звеньев *BFE*. Контур *GBFE* выполнен в виде ромба.

При выполнении условий $AD > DC$; $BC = BF = FE = CE = a$; $AB = AE = b$ т. *F* описывает дугу окружности радиусом

$$OF = CD\frac{AO}{AD},$$

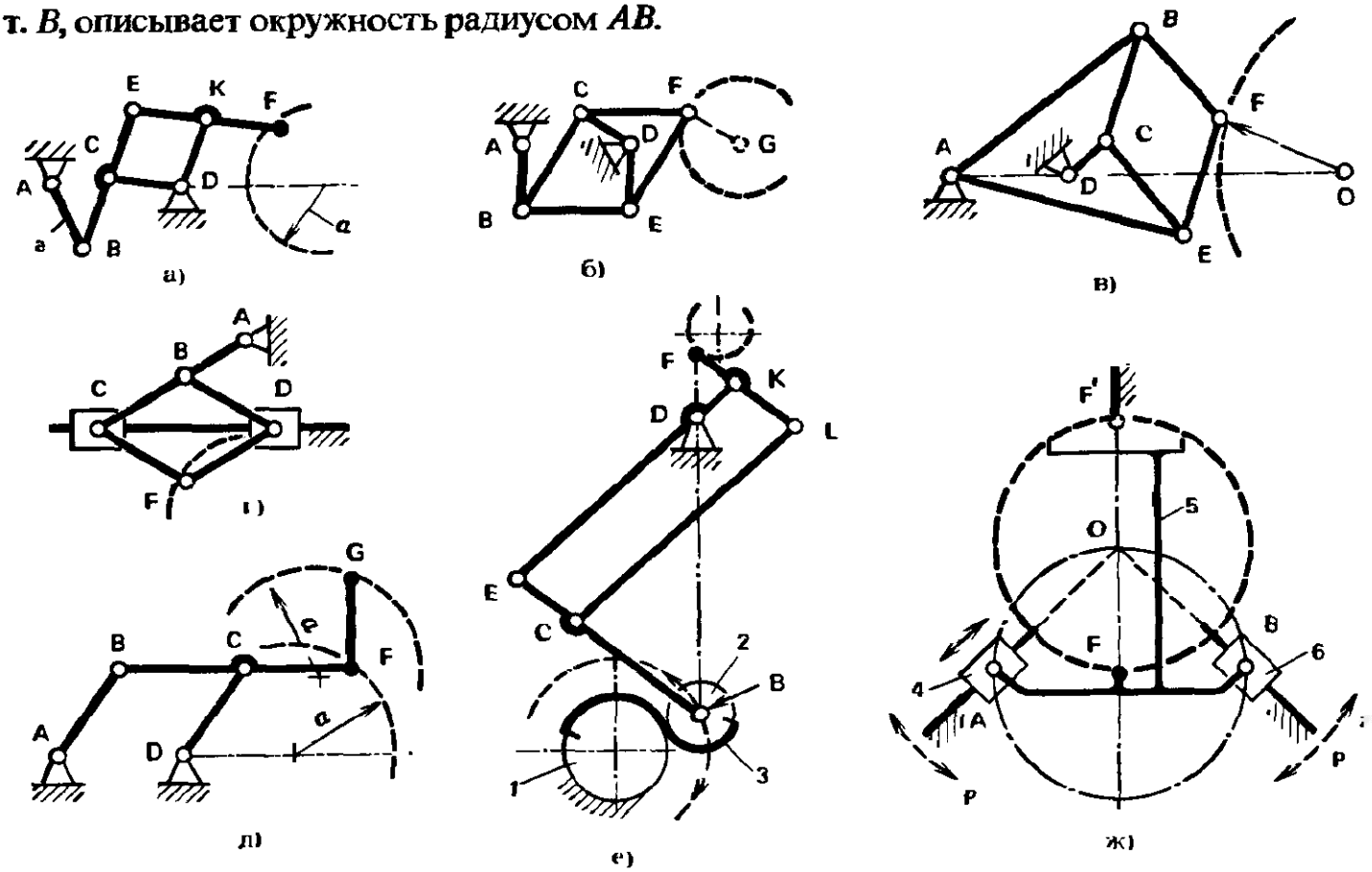
где $AO = AD\,\frac{b^2 - a^2}{(AD)^2 - (CD)^2}$.

В сх. *г* (м. Делоне) инверсор в виде ромба *CBDF* с двумя ползунами, перемещающимися по диагональной направляющей (конструктивно направляющие могут быть параллельны диагонали ромба и отстоять от нее на любом расстоянии), присоединен к кривошипу *AB*.

Так как т. т. *F* и *B* движутся по симметричным относительно диагонали *CD* траекториям, то т. *F* так же, как и т. *B*, описывает окружность радиусом *AB*.

мый по нему сателлит *2* и связывающую их ленту *3*. Такой О. позволяет получать движение т. *F* по окружности малого диаметра.

В сх. *ж* использован двухползунный м. и его свойство – движение одной из т. шатуна по окружности. Ползуны *4* и *6* шарнирно соединены с шатуном *AB*. Посередине шатуна расположена т. *F*, воспроизводящая окружность с центром *O*, в котором пересекаются направляющие ползунов. Радиус окружности можно изменять, сближая или удаляя направляющие в направлениях *P*. Присоединив жестко к шатуну обрабатываемую деталь *5*, можно в системе координат



В сх. *д* наиболее простое решение в виде параллелограмма *ABCD* позволяет воспроизводить траекторию по окружности для любой точки на звене *BC*.

В сх. *е* использован пантограф в виде параллелограмма *CEKL* с центром поворота в т. *D*. Т. *F* копирует траекторию т. *D* в заданном масштабе, изменяемом путем регулирования положения т. *D* относительно звена *EK*. Для воспроизведения окружности т. *B* служит ленточная планетарная передача, содержащая неподвижный шкив *1*, обкатываемый по звена *AB* получить окружность, описываемую неподвижной т. *F'*. Данное устр. используют при обработке крупногабаритных деталей в виде сегментов.

ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА М. – устр. для автоматического изменения угла поворота приводного вала топливного насоса в зависимости от частоты вращения вала дизеля и количества подаваемого топлива.

В сх. *а* вал дизеля соединен с зубчатым колесом *14*, вал привода топливного насоса соединен с зубча-

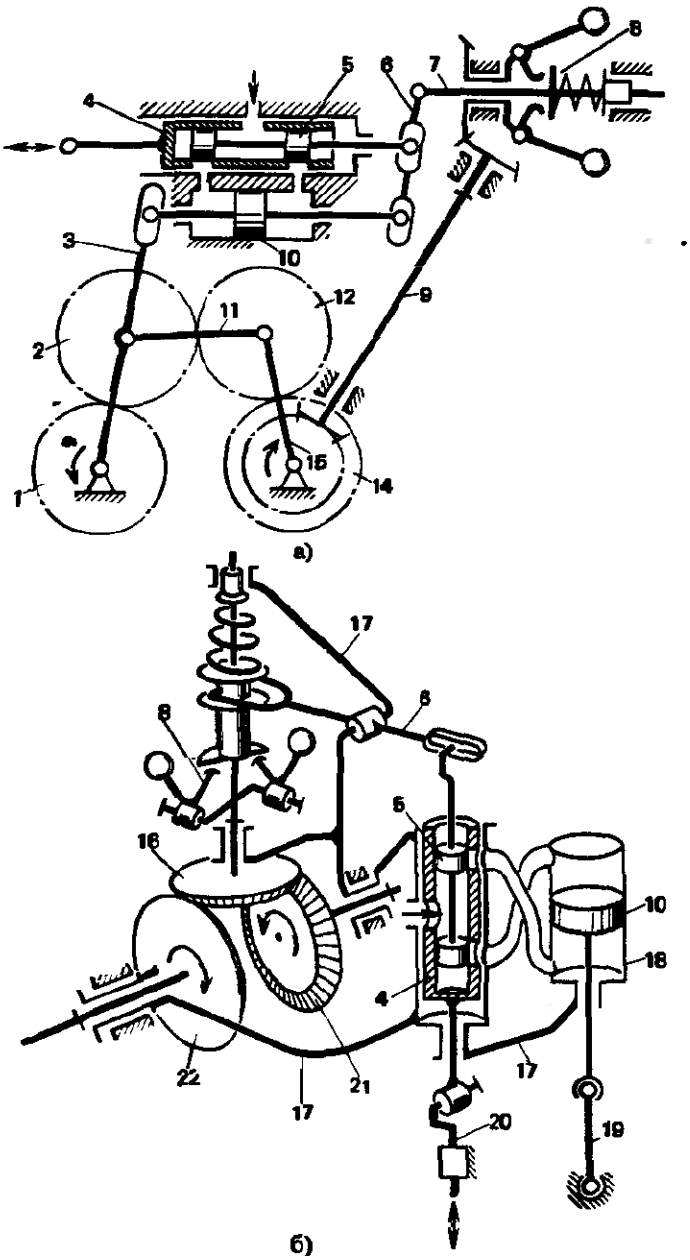
тым колесом *1*. Между этими валами установлена зубчато-рычажная передача, составленная из зубчатых колес *14, 12, 2, 1*, оси которых совпадают с осями шарниров, соединяющих звенья *3, 11, 15* и стойку шарнирного четырехзвенного м. Передаточное отношение передачи при неподвижных осях колес $|i| = 1$. Перемещение осей колес *2* и *12* приводит к дополнительному повороту колеса *1* по отношению к колесу *14*, к изменению начала фазы подъема в связанном с ним кулачковом механизме и перемещения плунжера топливного насоса и впрыска топлива (см. *Топливный насос*).

Перемещение осей колес *2* и *12* происходит в зависимости от положения рейки топливного насоса, связанной с подвижным корпусом *4* гидрораспределителя, а также в зависимости от положения штока *7* центробежного регулятора *8*, связанного с плунжером *5* гидрораспределителя. Взаимное положение звеньев *4* и *5* гидрораспределителя обусловливает определенный режим подачи жидкости в силовой гидроцилиндр, поршень которого, воздействуя на коромысло *3*, перемещает оси колес *2* и *12*.

Регулятор *8* приводится от вала дизеля через передачу *9*. С помощью рычага *6* осуществляется его связь с гидрораспределителем и обратная связь поршня *10* с гидрораспределителем.

В сх. *6* вал дизеля соединен с коническим колесом *21*, а вал топливного насоса соединен с коническим колесом *22*. Оба колеса зацепляются с колесом *16*, приводящим во вращение центробежный регулятор *8*. Передаточное отношение передачи между валом дизеля и валом топливного насоса при неподвижной оси колеса *16* равно -1.

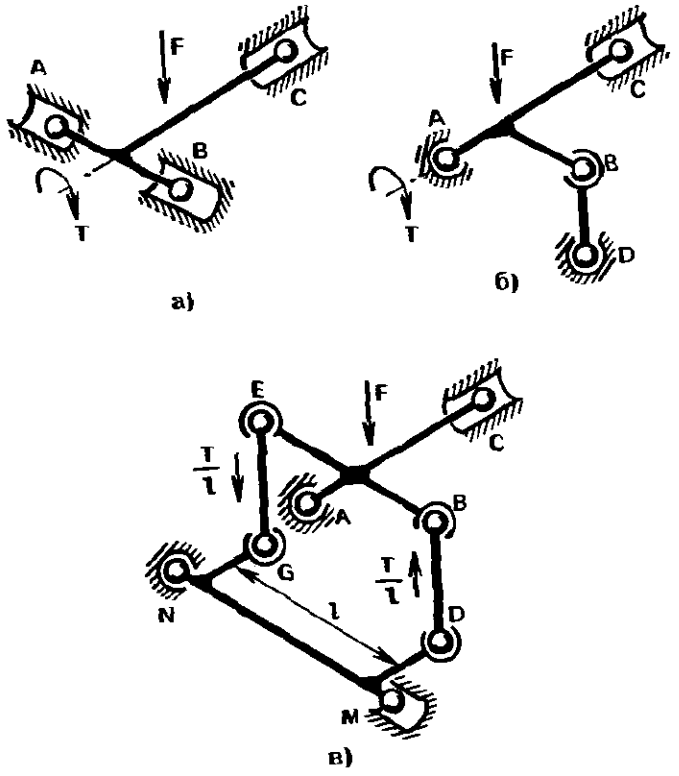
Перемещение рейки топливного насоса *20* приводит к перемещению подвижного корпуса гидрораспределителя *4*, а плунжер *5* гидрораспределителя перемещается рычагом *6* в зависимости от частоты вращения регулятора *8*. Взаимное положение звеньев гидрораспределителя *4* и *5* обусловливает подачу жидкости в силовой гидроцилиндр *18* и его перемещение относительно поршня *10*,



связанного со стойкой звеном *19*. Силовой гидроцилиндр жестко соединен с корпусом *17*. Корпус *17* поворачивается вокруг оси колес *21* и *22* и поворачивает ось колеса *16*, за счет чего происходит относительный поворот колеса *22* и соответственно изменение режима работы топливного насоса. Обратная связь гидроцилиндра с гидрораспределителем осуществляется через корпус *17*.

ОПОР РАМЫ РАЗМЕЩЕНИЕ – выбор положения и взаимосвязи опор рамы, обеспечивающих восприятие действующих на раму нагрузок.

О. осуществляют таким образом, чтобы неточности монтажа и деформации



рамы и стойки не влияли на величину реакций в местах сопряжения.

Обычно рама м. воспринимает радиальную силу $\bar{F}$ и момент $\bar{T}$ (например, рама лебедки, корпус редуктора и т. п.).

В сх. *а* опоры выполнены в виде четырехподвижных кинематических пар *A*, *B* и *C*. Все опоры воспринимают силу $\bar{F}$, а опоры *A* и *B* – воспринимают также момент $\bar{T}$.

В сх. *б* сила $\bar{F}$ воспринимается двумя опорами *A* и *C*, одна из которых четырехподвижная (*C*), а другая трехподвижная. Момент $\bar{T}$ воспринимается тягой *BD*.

Сх. *в* отличается от сх. *б* тем, что рама соединена со стойкой двумя тягами *BD*, *EG* и звеном *NM*. Момент воспринимается этой кинематической цепью. Звено *MN* обеспечивает равенство сил, воспринимаемых каждой из тяг, определяемых как *T/l*, где *l* – расстояние между тягами.

Во всех трех сх. отсутствуют вредные связи (см. *Избыточные связи*), в сх. *б* имеется одна лишняя (безвредная) степень свободы – вращение тяги *BD* вокруг своей оси, в сх. *в* таких степеней свободы две – вращения тяг *EG* и *BD*.

ОПОРА – часть конструкции м., воспринимающая нагрузку от подвижного или деформируемого звена и передающая ее на стойку.

ОПОРА ВАЛА (ОСИ) – устр., определяющее положение вала (оси) и предназначенное для осуществления вращения, восприятия нагрузки и передачи ее на основание (раму, фундамент и т. п.).

ОПОРА ВЫНОСНАЯ (грузопод.) – дополнительная опора, устанавливаемая при работе машины и увеличивающая ее устойчивость.

О. монтируют на раме *2*, размещенной на колесах *1*.

В сх. *а* опора *6* соединена с ползуном *7* посредством рычага *5*. Выдвигается ползун гидроцилиндром *3*. После того как ползун выдвинут до упора, под действием гидроцилиндра поворачивается рычаг *5*, удерживаемый пружиной *4*, и опускается опора *6*.

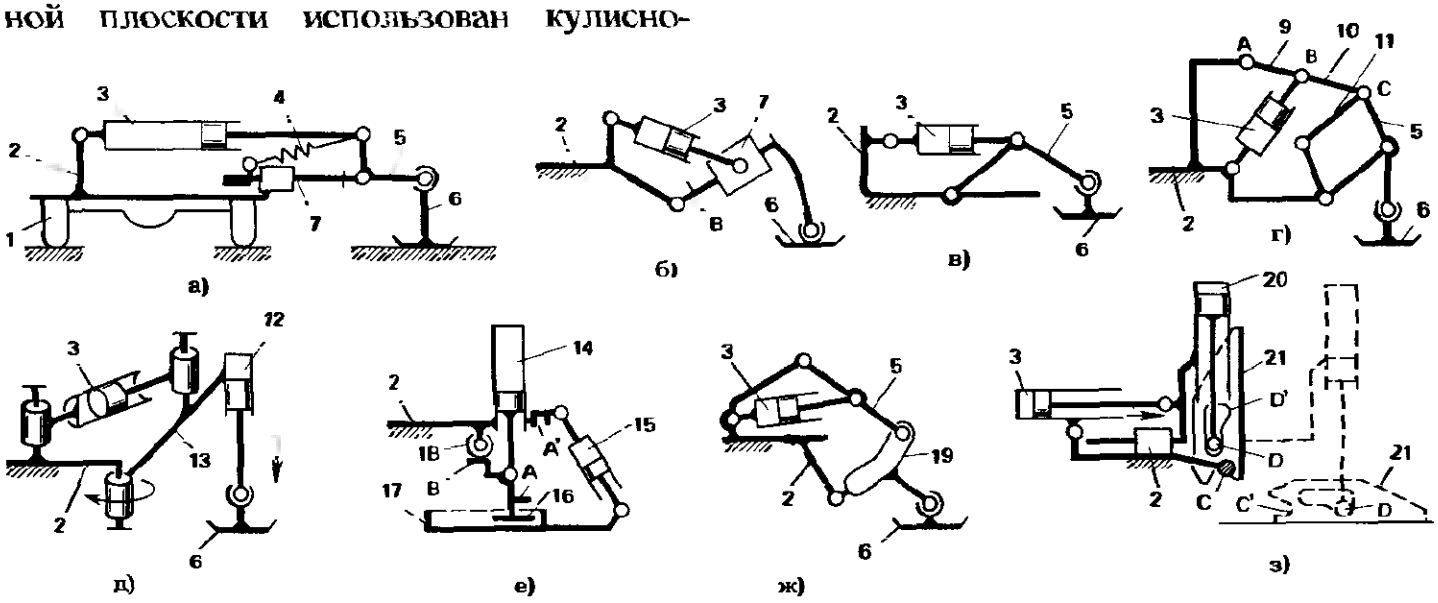
В сх. *б* гидроцилиндр *3* через шатун *7* взаимодействует с кулисой *8*, на которой шарнирно подвешена опора *6*. В выдвинутом состоянии шатун *7* упирается в верхний выступ кулисы, в убранном состоянии – в нижний выступ кулисы.

М., образованный гидроцилиндром *3*, звеньями *7*, *8*, *2* и стойкой – пятизвенный с двумя степенями свободы. Вес элементов, присоединенных к кулисе *8*, и упоры на ней обеспечивают определенность ее крайних положений.

В сх. *в* использован четырехзвенный кулисно-коромысловый м. Коромысло *5*, на котором подвешена опора *6*, поворачивается относительно рамы *2* с помощью гидроцилиндра *3*.

В сх. *г* опора *6* подвешена шарнирно к звену *5*, перемещаемому поступательно. Звено *5* связано с рамой *2* посредством двух одинаковых параллельных коромысел *11*. Перемещается звено *5* гидроцилиндром *3*, воздействующим на шарнир *B*, соединяющий звенья *9* и *10*. При подъеме опоры шарнир *B* перемещается вместе со штоком гидроцилиндра, а шарниры *A* и *C* сближаются. Сравнительно небольшой ход гидроцилиндра благодаря этому преобразуется в значительное перемещение звена *5*.

В сх. *д* с помощью гидроцилиндра *3* опора перемещается горизонтально, а с помощью гидроцилиндра *12* — вертикально. Для движения в горизонтальной плоскости использован кулисно-



коромысловый м. с коромыслом *13*. Гидроцилиндр *12* жестко закреплен на коромысле *13*, а к штоку гидроцилиндра подвешена шарнирно опора *6*.

Шарнир опоры *6* выполнен во всех сх. сферическим для самоустановки опоры на неровной поверхности.

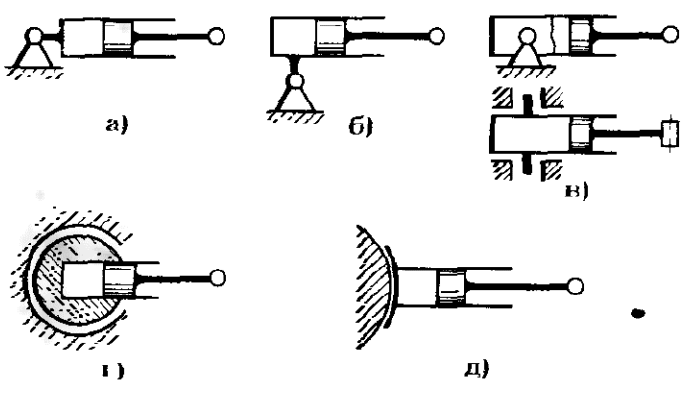
В сх. *е* опора *17* в транспортном положении устанавливается вертикально, а выступ *A* каретки *16* заходит в паз *A'* на раме *2*. В рабочее положение опору опускают гидроцилиндром *14*. При этом упор *B* перекатывается по ролику *18* и опора поворачивается и занимает горизонтальное положение. С помощью гидроцилиндра *15* опору выдвигают в сторону. Опора скользит относительно каретки *16*. После этого гидроцилиндром *14* она опускается на опорную поверхность.

В сх. *ж* опора *6* шарнирно связана с криволинейной кулисой *19*. Кулиса поворачивается за счет воздействия на нее коромысла *5*, приводимого в движение гидроцилиндром *3*. Здесь м. составлен из двух последовательно соединенных кулисных м. с общим коромыслом *5*. Причем второй м. — конструктивная разновидность без промежуточного звена между коромыслом *5* и кулисой *19*.

В сх. *з* — опора *21* занимает вертикальное положение при движении машины. Опора выемкой *C'* опирается на ось *C*, закрепленную на раме. При включении в работу гидроцилиндра *3* опора поворачивается под собственным весом вокруг оси *C*. Гидроцилиндр *20* выдвигает опору *21* настолько, что опора повисает на оси *D*, закрепленной на штоке гидроцилиндра *20*. После этого гидроцилиндр *20* опускает опору. Ось *D* попадает в углубление *D'* (см. штриховые линии) и через нее передается рабочая нагрузка. В транспортное положение опора устанавливается в обратном порядке.

ОПОРА ГИДРОЦИЛИНДРА — кинематическая пара, соединяющая гидроцилиндр со стойкой.

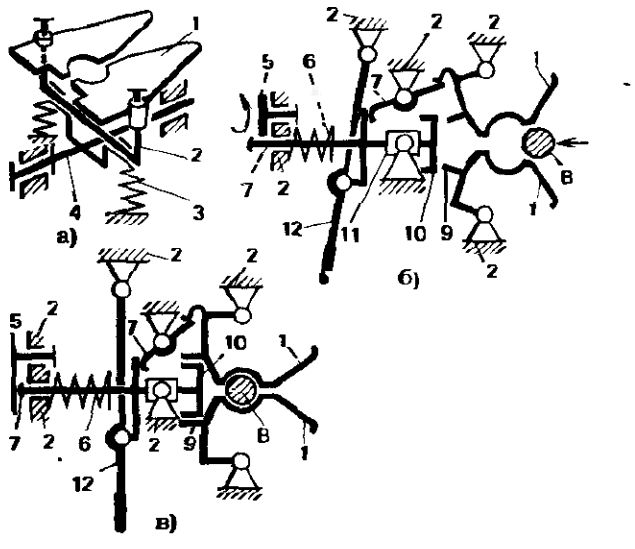
Опору располагают вдоль оси гидроцилиндра (сх. *а*, *в*, *г*, *д*), либо на некотором расстоянии от оси (сх. *б*). Выполняют опору в виде шейки и подшипника, сопряженных между собой, в виде двух шипов и подшипников, расположенных по разные стороны гидроцилиндра (сх. *в*).



Гидроцилиндр встраивают внутрь опоры (сх. *г*) или используют его торцовую поверхность в качестве элемента кинематической пары (сх. *д*).

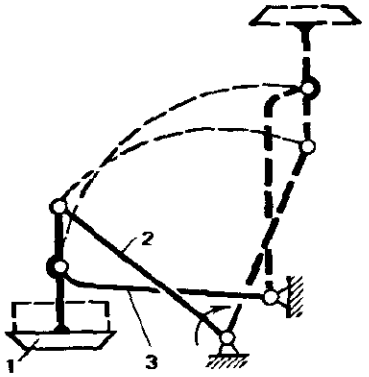
ОПОРНО-СЦЕПНОЙ М. (автотракт.) – устр. для присоединения полуприцепа к седельному тягачу.

Щеки *1* (сх. *а*) установлены на раме тягача и соединены с рамой подвижно посредством звеньев *2* и *4*. Соединение звеньев *2*, *4* и рамы представляет собой универсальный шарнир. Промежуточное звено *4* взаимодействует с рамой через пружину *3*. Ось шарнира, связывающего звено *4* с рамой, расположена вдоль оси тягача. Щеки *1* под действием шкворня *8* (сх. *б*), установленного на полуприцепе, раздвигаются, затем сдвигаются и с помощью элементов замка запираются в сдвинутом состоянии (сх. *в*). У замка, подготовленного к захвату шкворня, планка *5* поднята. Толкатель с помощью рукоятки *12* сдвинут влево, пружина *6* сжата. Шкворень занимает положение между щек и, надавливая на внутренние поверхности выемок, поворачивает их. Ползун *10* перемещается вдоль направляющей *11* под действием пружины *6*. Защелка *7* не препятствует перемещению ползуна *10*. Ползун *10* входит в паз *9* между щеками *1*. Планка *5* опускается под действием собственного веса и исключает возможность перемещения толкателя *7* влево. Замок заперт.



ОПРОКИДЫВАТЕЛЬ СТОЛА ФОРМОВОЧНОЙ МАШИНЫ (металлург.) – устр. для поворота стола формовочной машины в плоскости, перпендикулярной его рабочей поверхности.

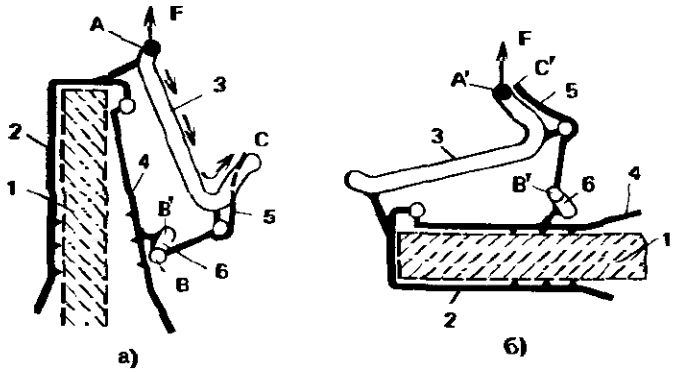
Стол *1* жестко связан с шатуном двухкоромыслового м. Коромысла *2* и *3* шарнирно соединены со стойкой. Одно из коромысел является ведущим звеном. Звенья м. вместе со стойкой образуют антипараллелограмм с неподвижной малой стороной. Параметры м. выбраны таким образом, что при повороте одного из коромысел на определенный угол шатун вместе со столом *1* поворачивается на 180° в плоскости движения звеньев (см. выполненную штриховыми линиями сх.).



ОПРОКИДЫВАЮЩЕЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – рабочее оборудование грузоподъемного крана, обеспечивающее при его подъеме зажатие захватываемого объекта и перевод его из вертикального положения в горизонтальное.

На сх. *а* – положение О. в момент зажатия объекта, на сх. *б* – положение подъема и опрокидывания. Подъемный канат соединен с осью *A*, которая может свободно скользить вдоль криволинейной направляющей *3*. Усилие натяжения каната показано стрелкой $\bar{F}$. При опускании О. на объект *1* ось *A* перемещается вниз по направляющей *3*. При последующем натяжении каната она перемещается, нажимая в т. *C* на рычаг *5*. Рычаг поворачивается, а палец *B*, перемещаясь вдоль паза *6* в положение *B'*, прижимает губку *4* к объекту. Губки *2* и *4* зажимают объект.

При подъеме О. (сх. *б*) ось *A* находится в положении *A'* и удерживает



рычаг 5, соприкасаясь с ним в т. C'. Создаваемый силой $\bar{F}$ момент относительно объекта *1* приводит к повороту О. вместе с объектом вокруг т. *A'*.

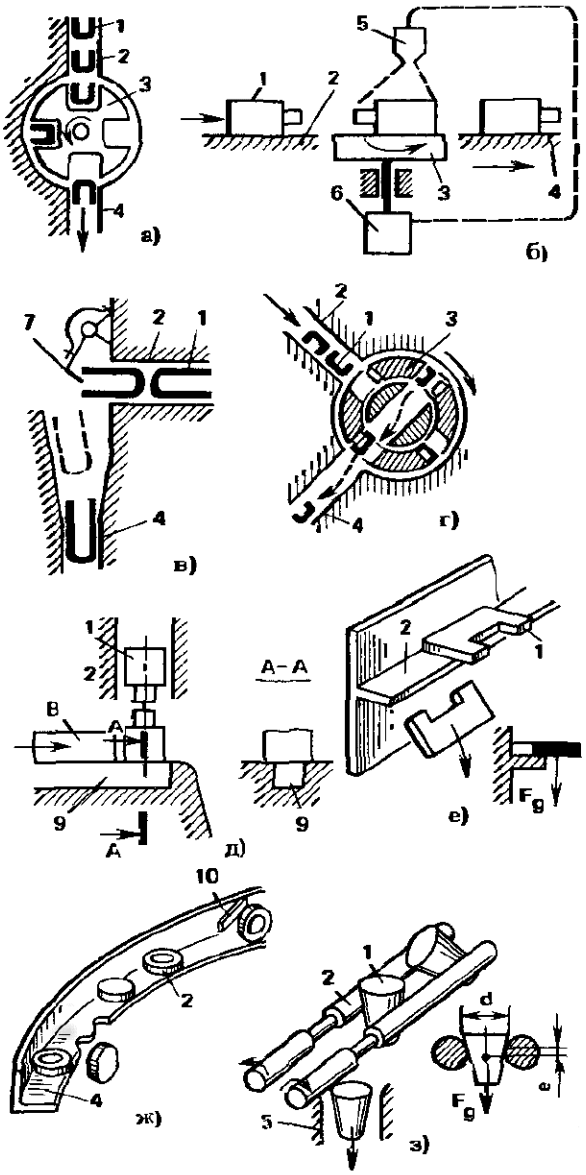
О. используют, в частности, для разрушения вертикальных сооружений из кирпича.

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ СИНТЕЗ М. – синтез м. по методу оптимизации.

ОПТИМИЗАЦИЯ В СИНТЕЗЕ М. – определение выходных параметров синтеза из условия минимума целевой функции при выполнении принятых ограничений.

ОРИЕНТАЦИИ ЗАГОТОВОК М. – устр., служащее для периодического изменения положения или направления движения заготовок (перевертывания, проворачивания и т. п.), а также для приведения заготовок из хаотичного положения в ориентированное.

Заготовка поворачивается, например, с помощью циклически вращаемого барабана *3* (сх. *а*). Заготовки *1* поступают в гнезда барабана по приемному лотку *2* и перемещаются далее по отводному лотку *4* уже в перевернутом состоянии. При хаотичном движении заготовок по лотку *2* распознающее устр. 5 (сх. *б*) дает сигнал о неправильном положении заготовки, включается привод *6* барабана *3*, и заготовка поворачивается в нужном направлении. Распознавание и поворот заготовки могут осуществляться в одном устр., как показано на сх. *в* – *ж*, с помощью подпружиненной собачки *7* (сх. *в*), барабана с односторонними выступами (сх. *г*), толкателя *8* и направляющего лотка *9* с пазом (сх. *д*), а также путем смещения центра тяжести относительно опорной поверхности (сх. *е*, *ж*, *з*). При использовании собачек, выступов и пазов (сх. *в* – *д*), если заготовка зацепляется за них соответствующими элементами, то она переворачивается, если не зацепляется, то перемещается далее в том же положении. В сх. *е*, *ж* на отдельных участках лотка имеется специальный вырез. При неправильном положении заготовка под действием силы тяжести $\bar{F}_g$ проваливается и возвращается на приемный лоток или уже в перевернутом состоянии поступает на отводной лоток. Опрокидываются или сбрасываются заготовки также с помощью козырьков *10*. На сх. *з* расположение валиков лотков *2* выбрано таким образом, что заготовки диаметром *d*, меньшим заданного, проваливаются, не доходя до лотка 5, а заготовки диаметром *d* и более проваливаются в лоток 5. Сила тяжести $\bar{F}_g$ ориентирует заготовки требуемого



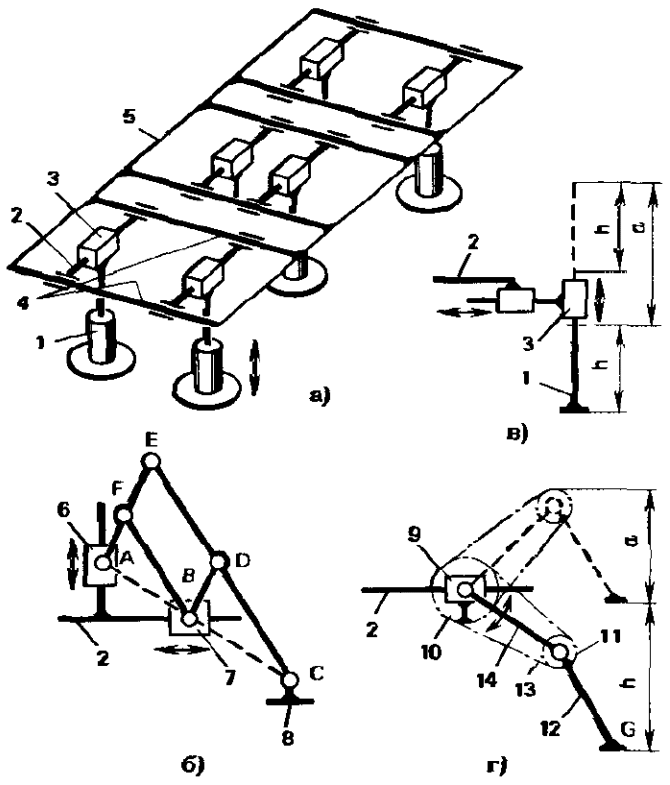
размера, как показано на сх. *з*. Для распознавания положения и ориентации заготовок используются также магниты.

ОРТОГОНАЛЬНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Коническая зубчатая передача*.

ОРТОГОНАЛЬНО-ШАГАЮЩИЙ ДВИЖИТЕЛЬ – шагающее устр. для передвижения посредством ортогонального перемещения «ног».

На платформе *5* установлены ползуны *2*, которые скользят по направляющим *4*. На ползуне *2* установлен ползун *3*, относительно этих ползунов вертикально перемещается опора (ступня) *1*. Всего движитель имеет шесть «ног», представляющих собой кинематическую цепь звеньев *1*, *2*, *3*.

Платформа *5* может устойчиво опираться на три или четыре «ноги», в это время три или две «ноги» перемещаются. Затем платформа опирается на другие «ноги», и цикл повторяется. Определенная программа подъема, опускания и передвижения «ног» обеспечивает перемещение устр. в любом заданном направлении при сохранении, например, строго горизонтального положения платформы.



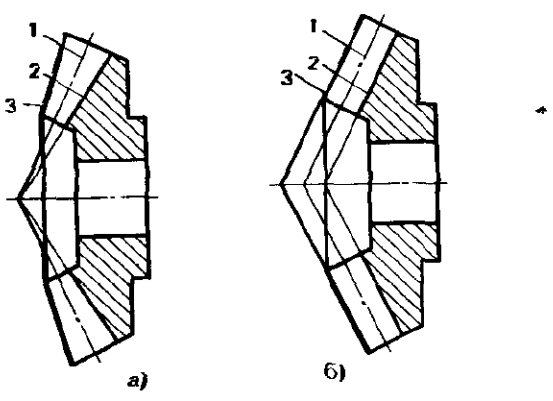
В качестве устр., передающего движение «ноге», используют м. с двумя степенями свободы.

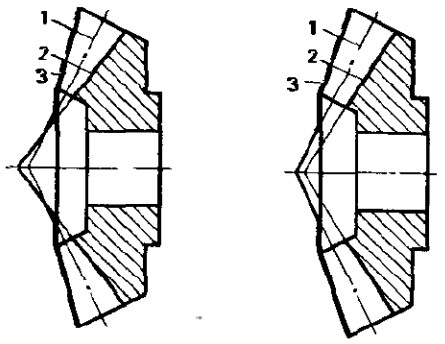
На сх. *б* – пантограф в виде параллелограмма *BFED* с двумя точками *A* и *B*, движение которых задается, например, гидроцилиндрами. Движение т. *C* воспроизводится. В т. *C* шарнирно присоединена опора *8*. Точки *A*, *B*, *C* расположены на одной прямой. При движении ползуна *6* т. *C* перемещается вертикально, при движении ползуна *7* т. *C* перемещается горизонтально. Перемещения т. *C* пропорциональны перемещениям ползунов *6* и *7*.

В сх. *в* – решение привода опоры *1* на основе соединения звеньев, движущихся только поступательно. В этом случае ход опоры, равный *h*, предопределяет вертикальный габаритный размер устр., равный $a + h$, где $a > h$.

В сх. *г* в отличие от сх. *в* $a < h$. Здесь применен прямолинейно-направляющий м., установленный на ползуне *9*, обеспечивающем горизонтальное перемещение опоры. Опора *12* шарнирно присоединена к коромыслу *14* такой же длины. С ползуном *9* она соединена цепной передачей, содержащей звездочки *11*, *10* и цепь *13*. Отношение чисел зубьев звездочек $z_{10}/z_{11} = 2$. При неподвижном ползуне *9* т. *G* движется вертикально.

ОСЕВАЯ ФОРМА ЗУБА КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – форма зуба, определяемая взаимным расположением образующих делительного конуса *1*, а также конусов впадин *2* и вершин *3* зубьев в общем осевом сечении. Различают О.: пропорционально понижающуюся (сх. *а*), у которой вершины делительного конуса и конуса впадин совпадают; равновысокую (сх. *б*),





в)

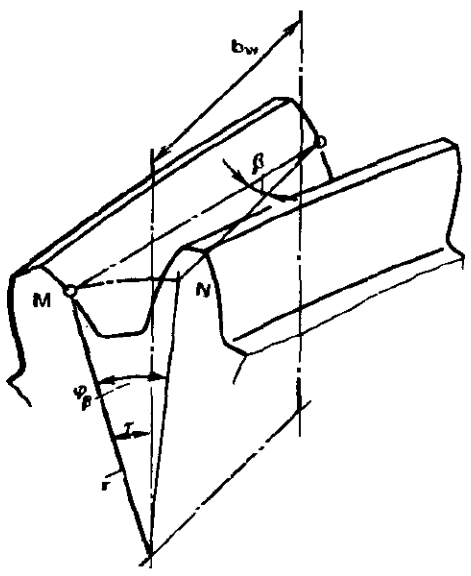
у которой образующие делительного конуса и конусов впадин и вершин параллельны; понижающую (сх. *в*), у которой вершины делительного конуса и конуса впадин не совпадают (на сх. даны варианты расположения вершин).

ОСЕВОГО ПЕРЕКРЫТИЯ КОЭФФИЦИЕНТ – отношение угла осевого перекрытия φ_β (угла поворота зубчатого колеса косозубой цилиндрической передачи, при котором общая точка контакта зубьев перемещается по линии зуба этого колеса от одного из торцов, ограничивающих рабочую ширину венца, до другого) к его угловому шагу τ:

$$\varepsilon_\beta = \frac{\varphi_\beta}{\tau}.$$

Чем больше угол наклона линии зуба β, тем можно получить бóльшую величину ε_β при той же рабочей ширине венца b_w, так как $\varphi_\beta = \frac{\breve{MN}}{r}$, а $\breve{MN} = b_w \operatorname{tg}\beta$.

Увеличение ε_β позволяет повысить несущую способность, плавность работы передачи, уменьшить шум, но приводит к возрастанию скорости скольжения контактных точек вдоль линии зуба и осевой составляющей силы в зацеплении.



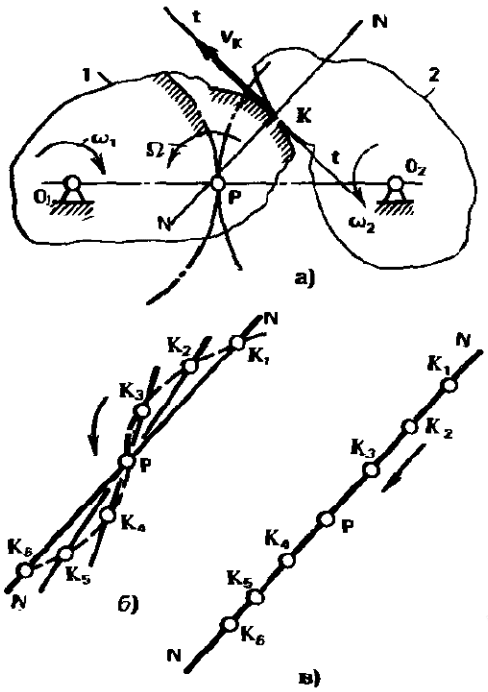
ОСЕВОЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ – см. *Момент инерции плоской фигуры.*

ОСНОВАНИЕ ЗУБА – см. *Зуб.*

ОСНОВНАЯ ОКРУЖНОСТЬ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – окружность, развертка которой является теоретическим торцовым профилем зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса. Диаметр и радиус О. обозначают соответственно d_b и r_b.

ОСНОВНАЯ ТЕОРЕМА ЗАЦЕПЛЕНИЯ – положение теории зубчатого зацепления, характеризующее взаимосвязь соотношения скоростей взаимодействующих звеньев и их геометрии. Получение определенного соотношения угловых скоростей звеньев (передаточного отношения) является одним из основных функциональных качеств зубчатой передачи. Чаще всего это соотношение должно быть постоянным, независимым от времени. Если это требование не выполняется, то колебания угловой скорости одного из колес вызывают динамические нагрузки в зацеплении, удары, вибрации элементов передачи и шум. Постоянство соотношения скоростей обеспечивается выбором формы колес и зубьев. Деформации элементов передачи и погрешности изготовления нарушают правильность зацепления и приводят к колебаниям угловой скорости колес. Однако это обстоятельство при формулировании О. не учитывается: колеса считают абсолютно жесткими и точно изготовленными. Постоянное передаточное отношение получают при использовании круглых колес и равномерном расположении зубьев по периметру. Изменяющееся передаточное отношение получают при использовании некруглых колес.

Рассмотрим размещение и взаимодействие зубьев только для передач с параллельными осями колес.



На сх. *а* представлены проекции начальных поверхностей на плоскость, нормальную к осям колес. Эти проекции (штрихпунктирные линии на сх. *а*) являются начальными окружностями для круглых колес. Они касаются в мгновенном центре вращения – полюсе зацепления *P* в любом сечении колес по их ширине. На сх. *а* изображены рабочие профили зубьев, контактирующие в точке *K*. Нормаль к поверхностям зубьев в точке их контакта проходит через полюс зацепления *P*. Это положение является основной теоремой плоского зацепления. Для пространственного зацепления такая нормаль проходит через мгновенную ось вращения *P* – *P*, наз. полюсной линией (см. *Аксоидные поверхности колес передачи*).

О. получена из рассмотрения относительного движения колес *1* и *2*. Принимают, например, колесо *1* неподвижным (на сх. *а* заштриховано). В этом случае колесо *2* вращается вокруг мгновенного центра вращения – полюса зацепления *P* с угловой скоростью Ω, а скорости всех т. колеса *2* (см. т. O_2, *K*) перпендикулярны линиям, проходящим через полюс *P*. В т. контакта зубьев *K* относительное движение возможно только по касательной к профилям *tt*, движение по нормали *NN* исключено, так как зубья внедрялись бы друг в друга или расходились бы. Таким образом, вектор относительной скорости должен быть одновременно перпендикулярен линии *KP* и нормали *NN* к профилям зубьев в т. контакта *K*. Очевидно, что *KP* и *NN* совпадут (через одну точку можно провести только один перпендикуляр к вектору скорости $\bar{v}_K$). Это означает, что нормаль *NN* пройдет через полюс *P*.

Из О. вытекает следствие: для постоянства передаточного отношения (отношения угловых скоростей ω_1 и ω_2) полюс зацепления должен занимать неизменное положение.

Возможны общий и частный случаи перемещения точки контакта зубьев *K* для выполнения данного следствия.

Общий случай, когда нормаль *NN*, проводимая через т. $K(K_1, \ldots, K_6)$, поворачивается в процессе работы передачи, но все время проходит через полюс *P* (сх. *б*); частный случай, когда т. контакта перемещается по нормали *NN*, которая занимает неизменное положение и проходит через полюс *P* (сх. *в*).

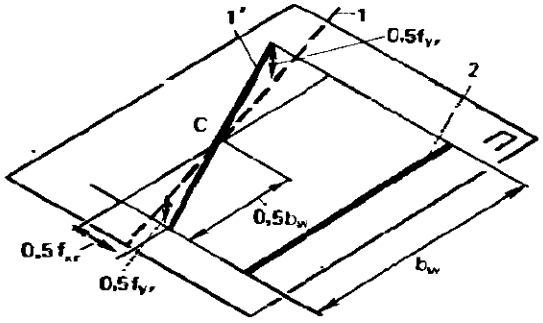
ОСЬ – стержень, расположенный в опорах и предназначенный для поддержания и обеспечения вращения деталей, установленных на нем. О. в отличие от вала не передает вращающего момента, но так же, как и вал, передает на опоры радиальные и осевые силы.

О. может быть неподвижной или вращающейся. В первом случае детали установлены на ней так, что могут вращаться, а О. испытывает только постоянные по знаку напряжения, пропорциональные нагрузке. Во втором случае детали жестко закреплены на ней, а О. испытывает знакопеременные напряжения.

ОСЬ РОТОРА – прямая, соединяющая центры тяжести контуров поперечных сечений середин несущих поверхностей (цапф) ротора.

ОТКЛОНЕНИЕ ОТ ЗАДАННОЙ ФУНКЦИИ – разность между функцией, воспроизводимой м., и заданной функцией.

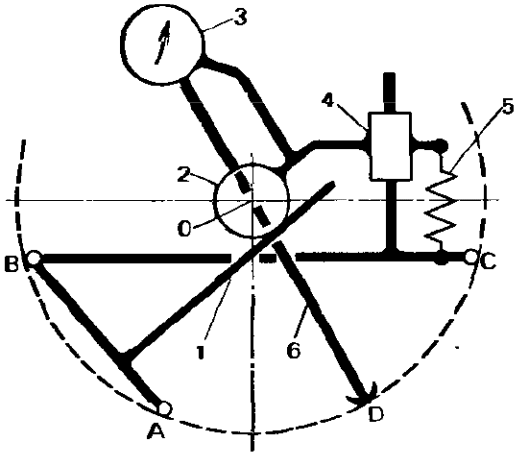
ОТКЛОНЕНИЕ ОТ ПАРАЛЛЕЛЬНОСТИ ОСЕЙ В ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – отклонение от параллельности f_{xr} проекций *1'* и *2* осей *1* и *2* колес в передаче на плоскость *П*, в которой лежит одна из осей *2* и точка *C* второй оси, соответствующая середине рабочего венца колеса b_w. Величину f_{yr}, измеряемую по нормали к плоскости *П*, называют перекосом осей.



ОТКЛОНЕНИЕ ШАГА ЗАЦЕПЛЕНИЯ – разность f_{pbr} между действительным и номинальным шагами зацепления. Шаг измеряют по нормали к одноименным поверхностям двух соседних зубьев.

ОТКЛОНЕНИЯ ОТ КРУГЛОСТИ ИЗМЕРЕНИЕ – определение наибольшего расстояния от точек реального профиля до прилегающей окружности.

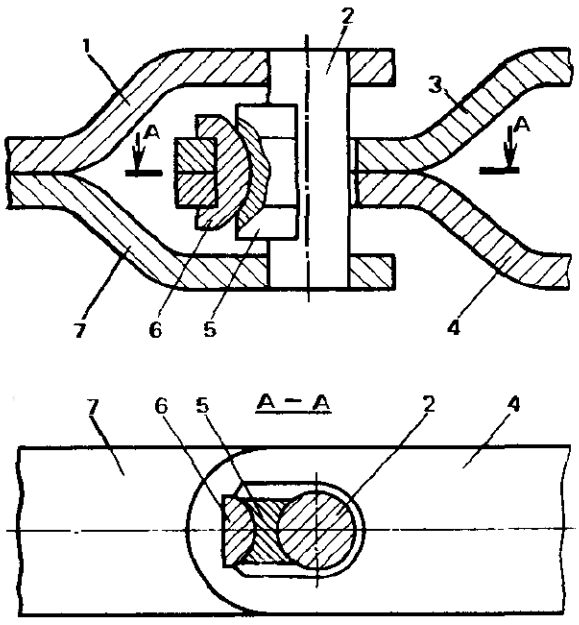
В устр. для О. звено *4* с закрепленным на нем прибором *3* базируется относительно трех точек измеряемого профиля *A*, *B* и *C*. Звенья *AB* и *BC* соединены шарнирно, а звено *BC* соединено со звеном *4* поступательной парой. Полка *1* звена *AB* ориентирует валик *2*, закрепленный на звене *4*, таким образом, что его центр с достигнутым приближением совпадает с центром прилегающей окружности *O*. Силовое замыкание полученного таким образом м. осуществляется пружиной *5*. Через центр *O* проходит измерительный наконечник *6*, т. *D* которого касается измеряемого профиля. Наконечник связан поступательной парой с валиком *2*. Отклонения от круглости вызывают продольные перемещения наконечника *6*, которые преобразуются в показания прибора *3*.



ОТКРЫТЫЙ ШАРНИР ЦЕПИ – вращательная кинематическая пара или вращательное кинематическое соединение с элементами, расположенными только в местах передачи нагрузки.

Звенья цепи в виде пар щек *1 – 7*, *3 – 4* (см. сх.) соединены между собой четырехподвижным вращательным соединением. Двухподвижную вращательно-поступательную пару образуют звенья *2* и *5* (поступательное перемещение ограничено зазорами между звеном *5* и щеками *1* и *7*), трехподвижную сферическую пару образуют звенья *5* и *6* (одна степень свободы лишняя – вращение вокруг оси параллельной оси *2*). Причем ось *2* соединена со щеками *1* и *7*, а вкладыш *6* неподвижен относительно щек *3* и *4*.

Взаимодействующие элементы расположены только по одну сторону от оси *2*, чем достигается экономия материала. Они могут воспринимать только усилия натяжения цепи. Промежуточные звенья обеспечивают самоустановку цепи относительно взаимодействующих с ней звеньев.

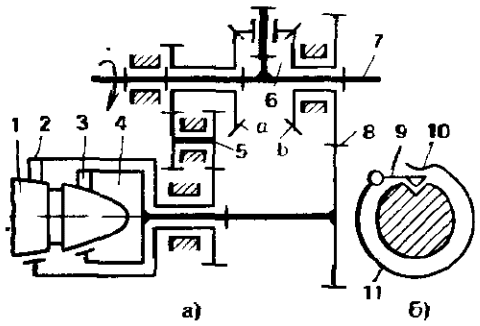


ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОВОРОТА М. – устр. для поворота одного звена относительно другого.

Звено *4* (сх. *а*) поворачивают относительно звена *1* на заданный угол. Для этого фиксаторы *2* и *3* устанавливают соответственно на поворачиваемых звеньях *1* и *4*. Фиксаторы представляют собой защелку *9* (сх. *б*), поджимаемую пружиной *10*. Защелка *9* проваливается в углубление на поворачиваемом звене и фиксирует обойму *11* относительно этого звена.

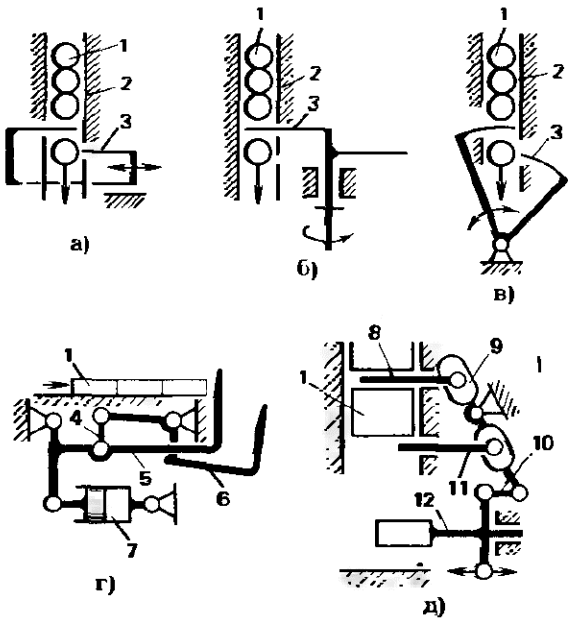
Обойма с фиксатором *2* соединена через передачу *5*, имеющую положительное передаточное отношение с одним из центральных колес *a* дифференциального м. *6*. Обойма с фиксатором *3* соединена через передачу *8*, имеющую отрицательное передаточное отношение, равное по величине передаточному отношению передачи *5*, с другим центральным колесом *b* дифференциального м. *6*. При повороте вала *7* на определенную величину обоймы с фиксаторами *2* и *3* поворачиваются относительно друг друга на заданный угол. При этом в зависимости от моментов сопротивления на звеньях *1* и *4* благодаря свойству дифференциального м. одно из звеньев может вращаться медленнее другого или быть неподвижным. Угол относительного поворота звеньев при этом не меняется. С учетом того, что при остановленном водиле – звене *7* данный дифференциальный м. имеет передаточное отношение, равное -1, углы поворота звеньев связаны зависимостью $\varphi_1 i_5 - \varphi_7 = -\varphi_4 i_8 + \varphi_7$, где i_5 и i_8 – передаточные отношения соответственно передач *5* и *8* при ведущем центральном колесе и ведомой обойме фиксатора.

При $i_5 = -i_8$ $\varphi_1 - \varphi_4 = 2\varphi_7$, т. е. угол относительного поворота $\varphi_1 - \varphi_4$ – постоянная величина, не зависящая от величин составляющих φ_1 и φ_4.



ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ – движение материальной т. (или тела) по отношению к системе отсчета *K*, которая движется относительно другой системы отсчета *K1*, условно принятой за неподвижную (абсолютную). Скорости и ускорения материальной т. в абсолютной системе *K* (скорости $\bar{v}$ и ускорения $\bar{a}$ абсолютного движения) и в системе *K1* ($\bar{v}_r$ и $\bar{a}_r$) связаны соотношениями $\bar{v} = \bar{v}_r + \bar{v}_e$ и $\bar{a} = \bar{a}_r + \bar{a}_e + \bar{a}_k$, где $\bar{v}_e$ и $\bar{a}_e$ – соответственно переносные скорость и ускорение, равные абсолютной скорости и ускорению (по отношению к системе отсчета *K*) той т. подвижной системы, в которой в данный момент находится рассматриваемая материальная точка; $\bar{a}_k$ – кориолисово (поворотное, дополнительное) ускорение.

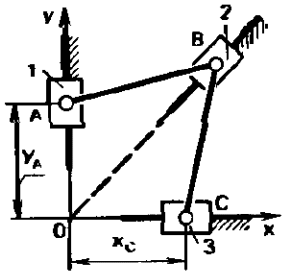
ОТСЕКАТЕЛЬ (авт.) – устр., отделяющее детали, заготовки или порции сыпучего материала от общего потока. Применяют О. в м. поштучной выдачи заготовок, дозаторах и др. автоматических системах. О. представляет собой перемещающиеся поочередно пластины, жестко связанные с ползуном, вращающимся валом или качающимся коромыслом (соответственно сх. *а*, *б*, *в*). Заготовки *1* перемещаются в лотке *2* и поштучно выдаются с помощью отсекателя *3*.



На сх. *г* – О. в виде двух коромысел *5* и *6*, соединенных шатуном *4* и приводимых гидроцилиндром *7*. Коромысла поочередно взаимодействуют с потоком заготовок *1*.

На сх. *д* – О. соединен с захватным устр. *12* автооператора. Движение от него передается через шатун *10* кулисе *9*. Кулиса сообщает возвратно-поступательное движение отсекающим пластинам *8* и *11*. Такая связь обеспечивает согласованность работы О. и автооператора.

ОТСЕКАЮЩИЙ РАВНЫЕ ОТРЕЗКИ НА ОСЯХ КООРДИНАТ М. – устр. для получения одинаковых перемещений входного и выходного звеньев при движении их вдоль пересекающихся осей.



Вдоль направляющих *y* и *x* установлены ползуны *1* и *3* (соответственно входное и выходное звенья м.). Посредством шатунов *AB* и *BC* соответственно ползуны *1* и *3* соединены с ползуном *2*, перемещающимся вдоль третьей направляющей так, что т. *B* движется по биссектрисе угла *xOy*. При равенстве отрезков *AB* и *BC* т. т. *A* и *C* отмеряют от т. *O* одинаковые расстояния y_A и x_C.

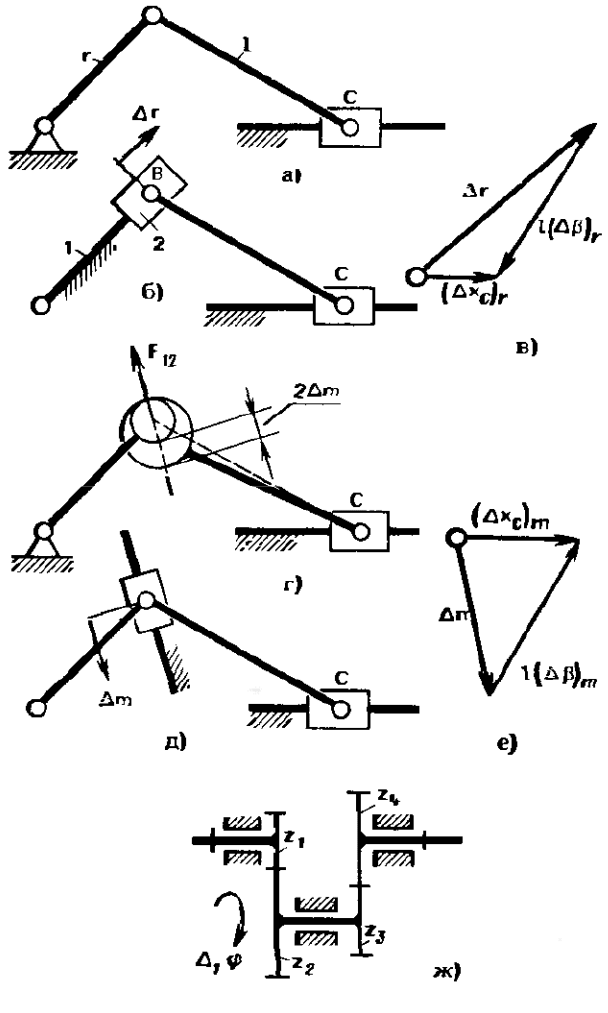
ОТСЧЕТА СИСТЕМА – см. *Система отсчета*.

ОШИБКА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ М. – разность перемещений выходных звеньев реального и соответствующего ему идеального м. (с точными размерами, без зазоров в кинематических парах и без деформаций звеньев) при одинаковых перемещениях их входных звеньев. О. происходит от первичных ошибок в м. Вычисляют О. на некотором интервале перемещения, определив ошибку положения м. в начале и конце этого интервала. Разность ошибок положения равна ошибке перемещения м.

ОШИБКА ПОЛОЖЕНИЯ М. – разница положений выходных звеньев реального м. и соответствующего ему идеального м. (с точными размерами, без зазоров в кинематических парах и без деформации звеньев) при одинаковых положениях их входных звеньев. О. получается вследствие первичных ошибок в м.: неточностей изготовления звеньев, зазоров в кинематических парах и деформаций звеньев.

О. вычисляют как сумму ошибок положения, возникающих от первичных ошибок м. Вычислить ошибку положения от одной первичной ошибки можно, задав соответствующее изменение в размерах звеньев и определив перемещение, вызванное этим изменением.

Например, в сх. *а* требуется определить О. т. *C* при первичной ошибке Δr длины кривошипа. При неизменном положении кривошипа в направлении первичной ошибки перемещают шарнир *B* на величину Δr (сх. *б*). Мысленно можно, например, расположить на звене *1* пол-



зун *2*. На сх. *в* построен план перемещений звеньев от перемещения Δr, где $l(\Delta\beta)_r$ – перемещение, обусловленное поворотом звена *3* на угол $(\Delta\beta)_r$. Это перемещение перпендикулярно *BC*. Замыкает план перемещение $(\Delta x_C)_r$, которое и характеризует О. от первичной ошибки звена *1*.

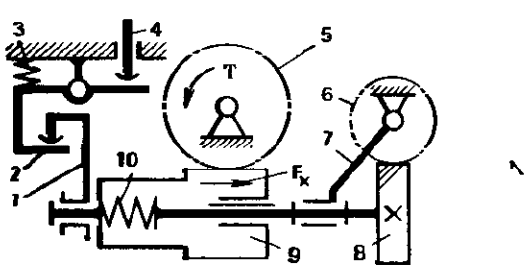
Для определения О. от зазора в шарнире (сх. *г*) определяют направление реакции F_{12} в этом шарнире. Далее на этом направлении мысленно устанавливают ползун (сх. *д*) и, перемещая его на величину зазора Δm, вычисляют О. т. *C*, как и для сх. *в*.

На сх. *е* перемещение Δm суммируют с перемещением $l(\Delta\beta)_m \perp BC$ и получают $(\Delta x_C)_m$ – ошибку положения вследствие зазора.

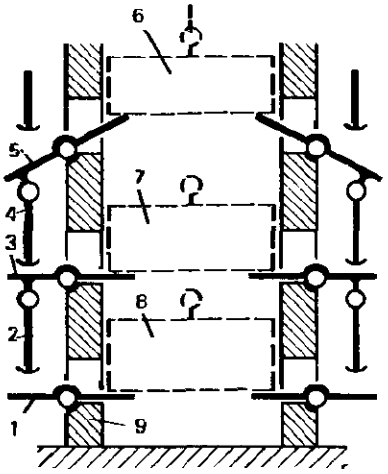
В сх. *жс*, например, задано, что первая зубчатая пара z_1 и z_2 обусловливает О. (дополнительный угол поворота второго колеса) $\Delta_1\varphi$. Ошибку положения выходного звена z_4 определяют как $\Delta\varphi_1 \frac{z_4}{z_3}$, где z_1, ..., z_4 – числа зубьев соответственно первого, ..., четвертого колес.

П

ПАДАЮЩЕГО ЧЕРВЯКА М. – устр., размыкающее кинематическую цепь при перегрузках благодаря выходу из зацепления червяка с червячным колесом. Червяк *9* установлен на скользящей шпонке на одном валу с винтовым зубчатым колесом *8*, зацепляющимся с колесом *6*. Кинематическая цепь разобщается при перегрузке, а также, например, посредством конечного выключателя-толкателя *4*. При превышении допустимой величины момента *T* на валу червячного колеса *5* червяк под действием осевой составляющей $\bar{F}_x$ силы в зацеплении перемещается вправо, сжимая пружину *10*. Опора *1*, перемещаясь вправо, освобождается от удерживающей защелки *2*, и червяк падает вниз, поворачиваясь вместе с водилом *7* вокруг оси колеса *6*. Тот же эффект достигается при нажатии на толкатель *4*. Защелка *2* при этом поворачивается, пружина *3* сжимается, а опора *1* освобождается от взаимодействия с защелкой.



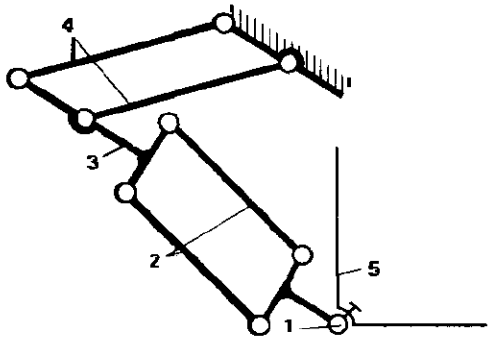
ПАКЕТИРОВЩИК – устр. для складирования изделий.



На стойках *9* шарнирно установлены упоры *1*, *3*, *5*, на которые опускают последовательно изделия *8*, *7*, *6*. При этом упоры поворачиваются до горизонтального положения и удерживают изделие. Сначала все упоры, кроме упора *1*, наклонены так, что изделие свободно опускают между ними. Упор *1* при повороте в горизонтальное положение взаимодействует с толкателем *2* и наклоняет упор *3* так, что последующее изделие обязательно поворачивает упор *3* и удерживается им. При этом толкатель *4* поворачивает упор *5* и готовит его к взаимодействию со следующим изделием.

При снятии изделий упоры поворачиваются и не препятствуют перемещению каждого следующего изделия.

ПАНТОГРАФ [греч. pan (pantos) – все + grapho – пишу] – 1) прибор для воспроизведения параллельных и взаимно перпендикулярных линий; 2) устр. для перечерчивания чертежей в меньшем или большем масштабе (см. *Айдограф*);



3) устр. для съема тока с контактного провода, монтируемое на крыше электровоза (см. *Токоприемник*).

Для первой из упомянутых функций П. выполняют в виде двух параллелограммов *2* и *4*, соединенных между собой общим звеном *3*. Линейки *5* поворотной головки *1*, установленной на одном из звеньев параллелограмма *2*, могут быть повернуты и закреплены в определенном положении.

П. обеспечивает поступательное перемещение линеек *5* в плоскости чертежа.

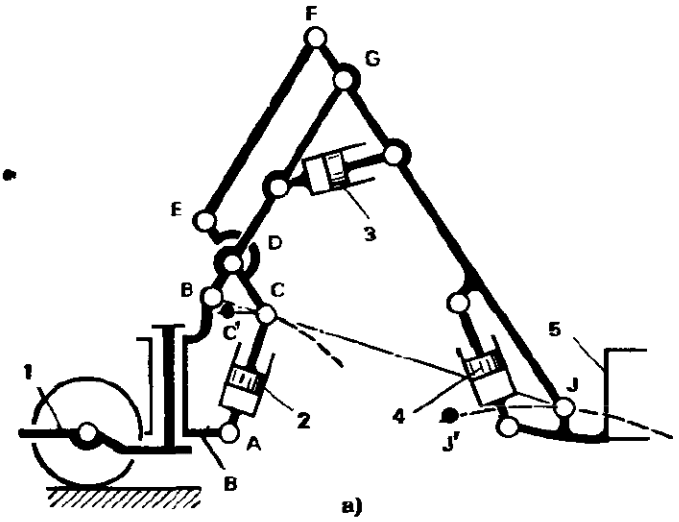
ПАНТОГРАФ В МАНИПУЛЯТОРЕ – кинематическая цепь манипулятора в виде пантографа для копирования в масштабе движений приводных устр., передачи движений и для поступательного ориентирования выходного звена.

На сх. *а* П. для погрузочного манипулятора установлен на раме колесного шасси *1*. Основание П. – поворотная часть *6*. С ней шарнирно соединен пантограф в виде параллелограмма *DEFG*, на продолжении сторон которого расположены опорная т. *B*, т. задаваемого движения *C* и т. воспроизводимого движения *J*. Все три точки лежат на одной прямой *BCJ*.

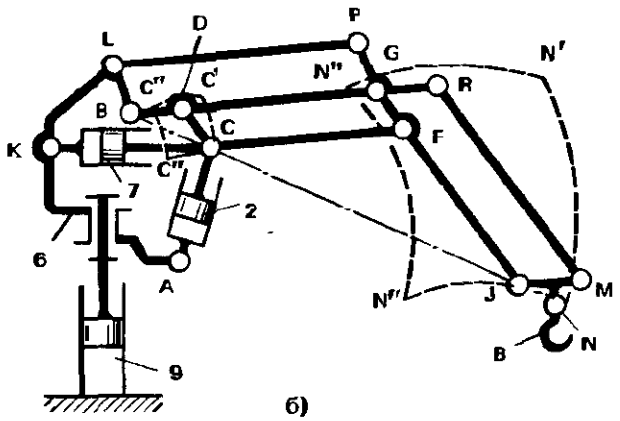
Гидроцилиндр *2* поворачивает П. вокруг т. *B* в плоскости сх. Гидроцилиндр *3* изменяет относительное положение звеньев П. Если гидроцилиндр *2* заблокирован, то при работе гидроцилиндра *3* траектория т. *C* – дуга окружности *C'C*, а траектория т. *J* – дуга окружности *J'J* большего в *k* раз радиуса, где $k = \frac{BJ}{BC} = \frac{BG}{BD}$.

С помощью гидроцилиндра *4* поворачивают поддерживающее захватное устр. *5* вокруг т. *J*.

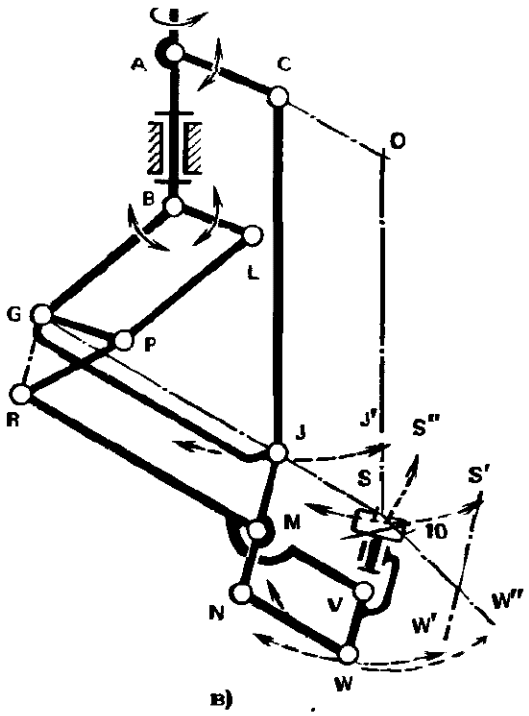
На сх. *б* П. для грузоподъемного манипулятора. Основанием П. служит поворотная часть *6*, которую перемещают вертикально с помощью гидроцилиндра *9*. П. выполнен в виде параллелограмма *CDGF*. Здесь опорная т. *B*,



а)



б)



в)

т. *C* задаваемого движения и т. *J* воспроизводимого движения лежат на одной прямой *BCJ*. Т. т. *B* и *J* расположены на продолжении сторон параллелограмма, а т. *C* – в центре шарнира. Гидроцилиндр *2*, как и в сх. *а*, изменяет наклон П. относительно т. *B*. Гидроцилиндры *7* и *2* задают движение т. *C* в плоскости. Движение копируется т. *J* в масштабе $k = GB/BD$. Т. *C* движется по дуге окружности *CC'* с центром в т. *K*, если гидроцилиндр *7* заблокирован, и по дуге окружности *CC'''* с центром в т. *A*, если гидроцилиндр *2* заблокирован. Область движения т. *C* очерчена контуром *CC'C''C'''*. Такие же очертания, но бóльших размеров имеет область движения т. *J* и любой другой т. связанного с ней поступательно движущегося звена *JM*. Например, область движения т. *N* очерчена контуром *NN'N''N'''*.

Звено *JM* движется поступательно благодаря связи с основанием *6* звеньями *MR*, *PGR* и *LP*, которые образуют два дополнительных параллелограмма (см. *Поступательно-ориентирующий м.*). К звену *JM* присоединен грузовой крюк *8*.

На сх. *в* П. подвесного манипулятора шарнирно присоединен к основанию *AB* в т. *B*. Он выполнен в виде соединенных между собой общим звеном *PGR* параллелограммов *GBLP* и *RGJM* (см. *Параллельно-направляющий м.*). К звену *MJ* присоединен еще один параллелограмм *MNWV*, стороны которого параллельны сторонам параллелограмма *RGJM*. К звену *VW* присоединено захватное устр. *10*, центр которого обозначен *S*.

В т. *B* установлены две приводные пары, сообщающие движения звеньям *BG* и *BL*. Т. *J* соединена тягой *CJ* с приводным звеном *AC*.

Совместное движение трех звеньев *BG*, *BL* и *AC* позволяет перемещать т. *S* в плоскости и поворачивать вокруг нее ось захвата *SW*. Возможны следующие частные варианты движений.

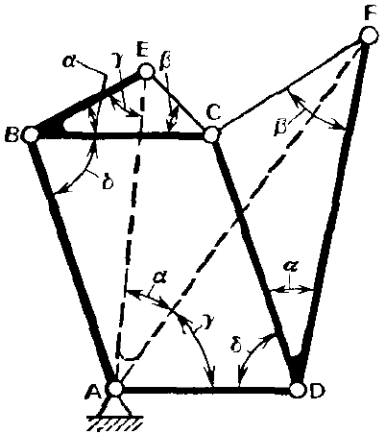
Если звенья *BG* и *BL* неподвижны, то неподвижно и звено *PGR*, а поворот звена *AC* приводит к повороту звена *GJ* вокруг т. *G*, *RV* – вокруг т. *R*. Звено *VW* движется поступательно. т. *S* движется по дуге окружности *SS''* с центром в т. *G*.

Если неподвижно звено *AB*, то т. *J* движется по дуге окружности *JJ'*, т. *S* – по дуге окружности *SS'* с центром в т. *O*. Ось *SW* либо движется поступательно при повороте звена *BG* и при неподвижном звене *BL* (см. положение *S'W'*), либо дополнительно поворачивается вокруг т. *S*, если подвижны оба звена *BG* и *BL*. При этом линия *SW* все время ориентирована параллельно *GR*.

При повороте только одного звена *BL* звено *RPG* повернется вокруг т. *G*, а ось захватного устр. *SW* повернется вокруг неподвижной т. *S*. Т. *W* будет двигаться по дуге окружности *WW''* с центром в т. *S*. Здесь использовано свойство сдвоенного параллелограмма поворачивать звенья вокруг неподвижной т. при отсутствии в ней шарнира (см. *Одноподвижное вращательное соединение*).

ПАНТОГРАФ СИЛЬВЕСТРА – м., предназначенный для подобного преобразования кривых и выполненный в виде параллелограмма с присоединенными к его смежным сторонам (звеньям) подобных сходственно расположенных треугольников. П. предложен англ. математиком Д. Сильвестром (J. Sylvester 1814–1897).

Параллелограмм *ABCD* присоединен к стойке в т. *A*. На его сторонах *BC* и *CD* расположены подобные треугольники *BCE* и *DFC*.



Из соотношений, обусловленных данным подобием, и равенства сторон параллелограмма вытекает

$$\triangle ABE \sim \triangle ADF,$$

$$\triangle AFE \sim \triangle BCE \sim \triangle DFC.$$

Одинаковые углы на сх. обозначены одними и теми же буквами α, β, γ, δ. Полученное подобие треугольников обосновывает свойство П. – подобие траекторий точек *E* и *F*. Причем траектория т. *F* повернута относительно траектории т. *E* на постоянный угол α. Расстояния между точками на обеих траекториях определяются в соответствии с отношением подобия:

$$k = \frac{AE}{AF} = \frac{BE}{AD}.$$

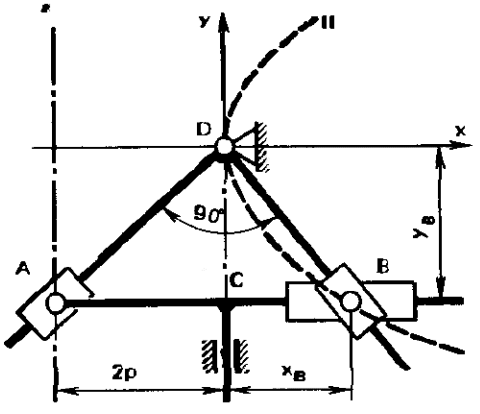
П. используется в айдографах, манипуляторах, кулачково-копировальных м. и др. устр. Наиболее распространен частный случай П., в котором точки *E*, *A*, *F* лежат на одной прямой, а подобие треугольников переходит в пропорциональность отрезков.

ПАРА – см. *Кинематическая пара (пара)*.

ПАРА СИЛ – система двух параллельных сил, равных по модулю и направленных в противоположные стороны. Расстояние *l* между линиями действия сил $\overline{F}$ наз. плечом пары. П. характеризуется моментом пары – мерой механического действия пары, равной сумме моментов сил пары относительно любого центра. Момент пары определяют как произведение силы на плечо пары: *Fl*.

ПАРАБОЛОГРАФ – устр., воспроизводящее параболу.

Сдвоенная кулиса *AOB* и ползун *ACB* соединены между собой в т. т. *A* и *B* посредством поступательных и вращательных пар. При этом т. *A* может двигаться только параллельно оси *Oy*. Направляющие кулисы *AO* и *OB* жестко связаны под прямым углом. Т. *B* воспроизводит параболу в системе координат *xOy*.

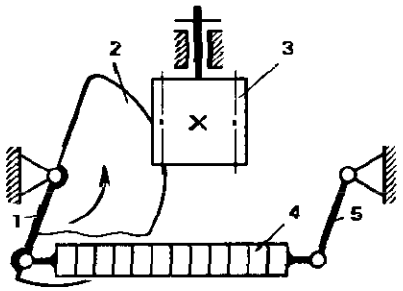


Из подобия треугольников *ACO* и *OCB* следует, что $\frac{x_B}{y_B} = \frac{y_B}{2p}$, откуда $y_B^2 = 2px_B$, т. е. получается уравнение параболы.

Регулируя расстояние *AC*, можно получать различные параболы.

ПАРАЛЛЕЛОГРАММ (греч. parallelos – параллельный + линия) – четырехугольник, противоположные стороны которого параллельны (а следовательно, и равны). Четырехзвенные шарнирные м., в которых линии, проходящие через центры шарниров, обладают таким же свойством, называют также П. (см. *Двухкривошипный м.*).

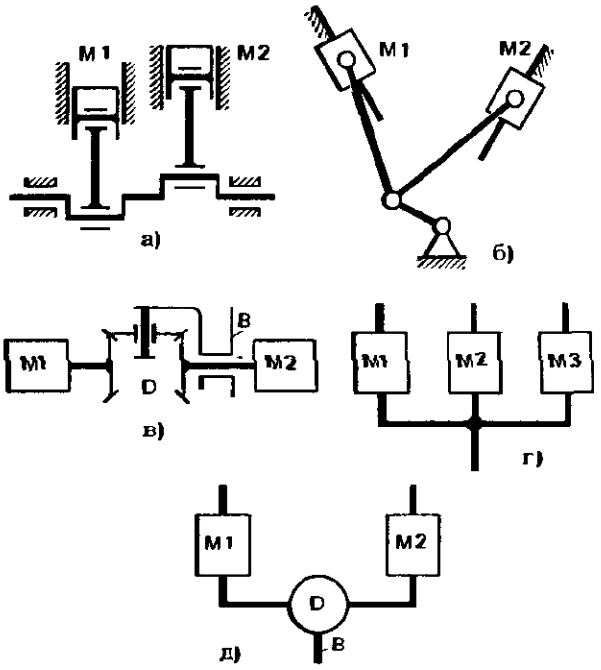
ПАРАЛЛЕЛОГРАММНО-РЕЕЧНЫЙ М. – устр., содержащее взаимодействующие между собой параллелограмм, реечный м. и стопор и служащее для получения прерывистого однонаправленного вращения выходного звена (шестерни) при непрерывном однонаправленном вращении входного звена (кривошипа).



Кривошипы *1* и *5*, шатун *4* и стойка образуют параллелограмм. Шатун *4* выполнен в виде зубчатой рейки. На кривошипе *1* закреплен диск *2*. Диск *2* входит во впадину между зубьями шестерни *3* и препятствует ее повороту до тех пор, пока рейка *4* не начинает зацепляться с шестерней *3*. Диск *2* выходит из впадины, а рейка *4* поворачивает шес-

терню *3*. При этом шестерня *3* совершает прерывистое движение.

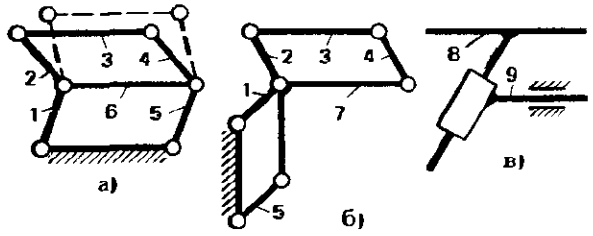
ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ М. — совокупность м., в которой все входные или все выходные звенья м. взаимосвязаны. П., при котором входные звенья соединены между собой и выходные звенья также соединены между собой, называют замкнутым соединением.



П. *M1* и *M2* может быть непосредственным (жестким) (сх. *а*, *б*) или через дифференциальный м. *D* (сх. *в*), *B* — общее входное (или выходное) звено. При соединении через дифференциальный м. обеспечивается одинаковая или определенная заданная загрузка м. Условно П. изображается следующим образом: жесткое П. — на сх. *г*, через дифференциальный м. — на сх. *д*.

При жестком П. перемещения, скорости, ускорения т. соединения звеньев одинаковы для всех м., а сумма сил на соединенных в т. звеньях равна нулю. При П. через дифференциальный м. силы на звеньях дифференциала и соответственно на звеньях м., соединенных с ним, определяются условием равновесия дифференциального м. Перемещения, скорости и ускорения т. звеньев определяются при этом соответствующими параметрами ведущих звеньев м. Потери на трение при П. определяют как сумму потерь во всех составляющих м.

ПАРАЛЛЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. — устр. для воспроизведения параллельных прямых на плоскости.



Для получения параллельных прямых достаточно поступательного движения выходного звена. Для этого используют, в частности, параллелограммы (сх. *а* и *б*) и м. с поступательными парами. Чтобы проводить параллельные линии на большой площади, используя небольшие линейки *3*, *8*, соединяют вместе несколько параллелограммов или две поступательные пары.

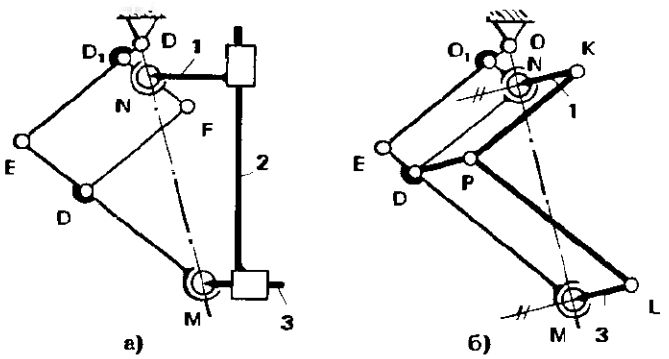
На сх. *а* параллелограмм соединен со стойкой и содержит звенья *1*, *6* и *5*. К нему присоединен еще один параллелограмм (звенья *2*, *3*, *4*, *6*). Звено *6* — общее, оно параллельно линейке *3*.

В сх. *б* общее звено *7* — в форме колена.

На сх. *в* — два звена *9* и *8*, взаимодействующие между собой и со стойкой посредством поступательных пар.

ПАРАЛЛЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. В ПАНТОГРАФЕ — устр., обеспечивающее синхронный поворот звеньев, соединенных шарнирно с пантографом в копирующей и воспроизводящей его точках.

На сх. *а* и *б* к пантографу, выполненному в виде параллелограмма O_1EDF с опорой O, присоединен параллельно-направляющий м. Звенья *3* и *1* шарнирно связаны с пантографом в копирующей M и воспроизводящей N точках.



На сх. *а* эти звенья между собой соединены звеном *2* через две поступательные пары. На сх. *б* они соединены двумя параллелограммами *MDPL* и *PDNK*, в которые входят как дополнительные звенья, так и звенья пантографа.

П. позволяет не только воспроизводить заданную траекторию, но и обеспечивает, например, заданное положение инструмента при обработке деталей.

ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ КРИВОШИПОВ М. – см. *Двухкривошипный м.*

ПАРАМЕТР (от греч. parametron – отмеривающий, соразмеряющий) – величина, характеризующая какое-либо свойство процесса, явления, системы, устр.

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ РЯД – ряд параметров м., построенный на основе ряда предпочтительных чисел. П. содержат следующие параметры: межосевое расстояние, модуль зубьев, передаточное число, момент на ведомом звене, консольную нагрузку на ведомом валу и др.

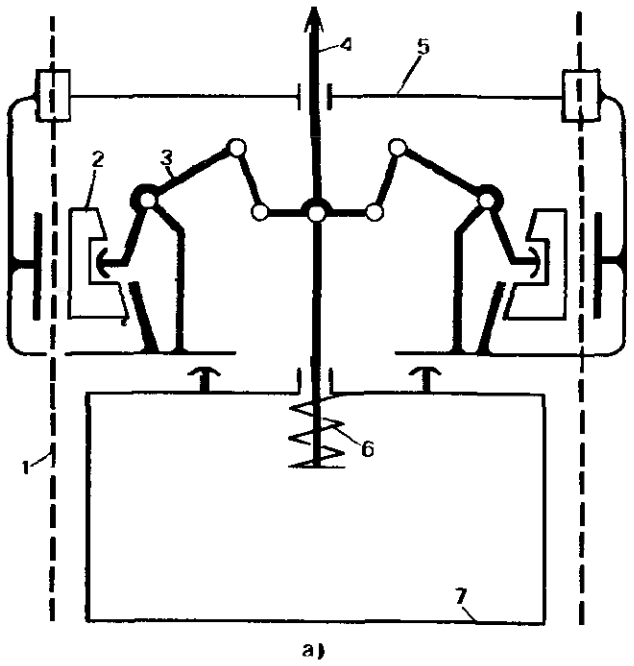
ПАРАМЕТРЫ СИНТЕЗА М. – независимые между собой постоянные величины, характеризующие сх. м. и позволяющие отличать его от всех возможных вариантов.

К П. относятся длины звеньев, положения точек, описывающих заданные траектории или имеющие заданные значения скоростей и ускорений, массы звеньев, моменты инерции и т. п.

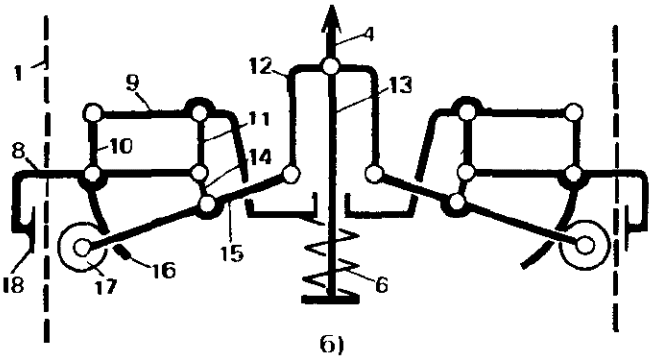
Различают входные П. – задаваемые параметры и выходные П. – параметры, определяемые в процессе синтеза.

ПАРАШЮТ ШАХТНЫЙ – автоматическое устр. для улавливания и плавной остановки шахтных клетей.

Кабина *7* (сх. *а*) подвешена через пружину *6* на канате *4*. При наличии усилия в канате *4* пружина *6* сжата, а колодки *2* не соприкасаются с тормозными канатами *1*. Таким образом, поднимают или опускают кабину. При обрыве каната *4* пружина освобождается и перемещает рычаги *3*, которые прижимают колодки *2* к тормозным канатам *1*. Канат *1* заклинивается между колодками и траверсой *5*, кабина останавливается.



а)



б)

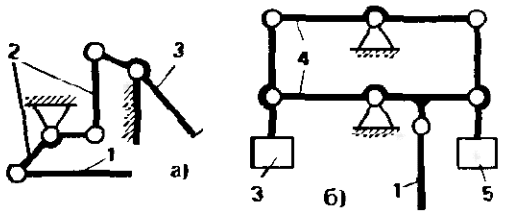
На сх. *б* кабина непосредственно присоединена к звену *9*, которое через пружину *6* подвешено на подъемном канате *4*. Устр. зажатия каната *1* присоединено к звену *9* с помощью параллелограмма (звенья *9*, *10*, *8* и *11*), позволяющего звеньям свободно самоустанавливаться в поперечном направлении.

По криволинейному участку *16* звена *8* перекатывается ролик *17*, установленный на коромысле *15*, связанном тягой *12* с канатом *4*. При обрыве каната звено *13* переместится под действием пружины *6* вниз относительно звена *9*. Коромысло *15* повернется таким образом, что ролик *17* прижмет канат к губке *18* звена *8*. Подвеска коромысла *15* на звеньях *14* и *12* позволяет ему свободно перемещаться в поперечном направлении.

ПАРНЫЙ САТЕЛЛИТ – сателлит, составленный из двух зацепляющихся между собой колес. П. используют для получения нужного знака передаточного отношения в планетарной зубчатой передаче при остановленном водиле.

ПАССИВНЫЕ СВЯЗИ – связи в м., удаление которых не меняет характер движения м. в целом. П. могут быть полезными и вредными (избыточными). Первые позволяют повысить нагрузочную способность, жесткость, виброустойчивость, например, в многоопорных валах, подшипниках качения, многопарном зацеплении, м. параллельных кривошипов, зубчатых муфтах и т. п. Вторые приводят к дополнительным нагрузкам на звенья, вызывают необходимость повышения точности изготовления, затрудняют сборку м. (см. *Избыточные связи*).

ПЕДАЛЬ – деталь для ножного управления машиной. П. обычно выполняют качающейся (см. *а*) или поступательно перемещающейся (сх. *б*).

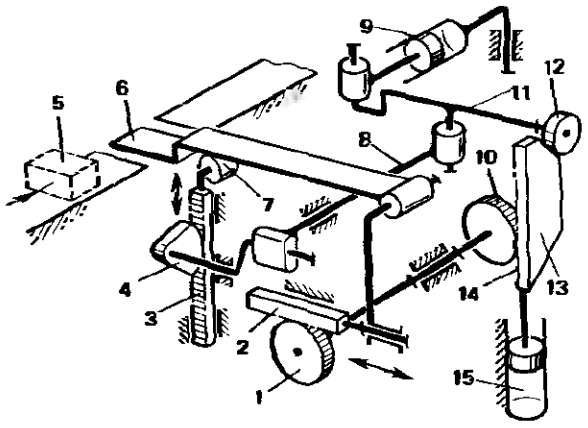


Тяга *1* приводится через систему звеньев *2* от педали *3*. На сх. *б* две педали *3* и *5* соответственно для левой и правой ноги. Эти педали сблокированы посредством сдвоенного параллелограмма *4*.

ПЕРВИЧНАЯ ОШИБКА В М. – разность между размерами звеньев реального и соответствующего ему идеального м. (с точными размерами, без зазоров в кинематических парах и деформации звеньев).

П. получаются из-за погрешностей изготовления, износа, деформации звеньев в процессе работы м. и неточностей расчета при проектировании м.

ПЕРЕГРУЖАТЕЛЬ (авт.) – устр. для передачи деталей с конвейера в рабочую зону автомата.

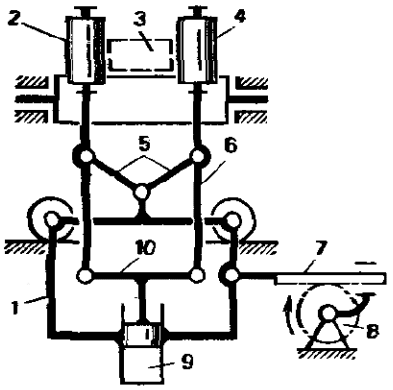


Деталь *5* подается на пластину *6*. Звено *6* приподнимается посредством реечного толкателя, воздействующего на пластину через ролик *7*. Толкатель *3* перемещается от зубчатого сектора *4*, приводимого в действие гидроцилиндром *9* через рычаг *11* и тягу *8*. Поперечное движение пластины *6* осуществляется реечным толкателем *2*, приводимым в действие зубчатым колесом *1*. При этом пластина *6* свободно перекатывается по ролику *7*. Колесо приводится во вращение гидроцилиндром *15* через реечную передачу *14–10*. Кулачок *13*, жестко соединенный с рейкой *14*, воздействует на ролик *12* и рычаг *11*, а далее через тягу *8* на зубчатый сектор *4* и толкатель *3*. Таким образом, в конце поперечного перемещения пластина опускается под действием толкателя *3* и выводится из рабочей зоны автомата перемещением толкателя *2*.

Особенность П. – использование в нем м. с дифференциальным приводом. Так, движение толкателя *3* определяется как положением поршня в гидроцилиндре *9*, так и положением толкателя *2* и соответственно кулачка *13*.

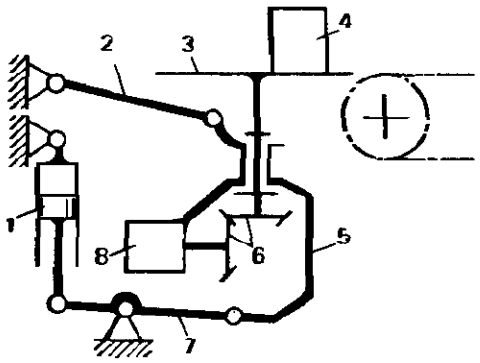
ПЕРЕГРУЖАТЕЛЬ РОЛИКОВЫЙ (прокатн.) – устр. для захвата полосы посредством роликов и ее поперечного перемещения.

Ролики *2* и *4* установлены на рычагах *6*, соединены с рамой П. посредством тяг *5* и управляются гидроцилиндром *9*. Звенья *10*, *6*, *5* и *1* образуют четырехзвенный сдвоенный ползунно-коромысловый м. (см. *Коромыслово-*



ползунный м.). При перемещении штока *10* гидроцилиндра вверх рычаги вместе с роликами также движутся вверх и сближаются, зажимая и поднимая полосу *3*. Раму *1* вместе с полосой *3* перемещают в поперечном направлении посредством реечной передачи (шестерня *8* и рейка *7*) и опускают полосу, одновременно освобождая ее.

ПЕРЕГРУЗОЧНОГО СТОЛА М.— устр., приводящее в движение поворотный стол, с которого предметы перегружаются на конвейер.



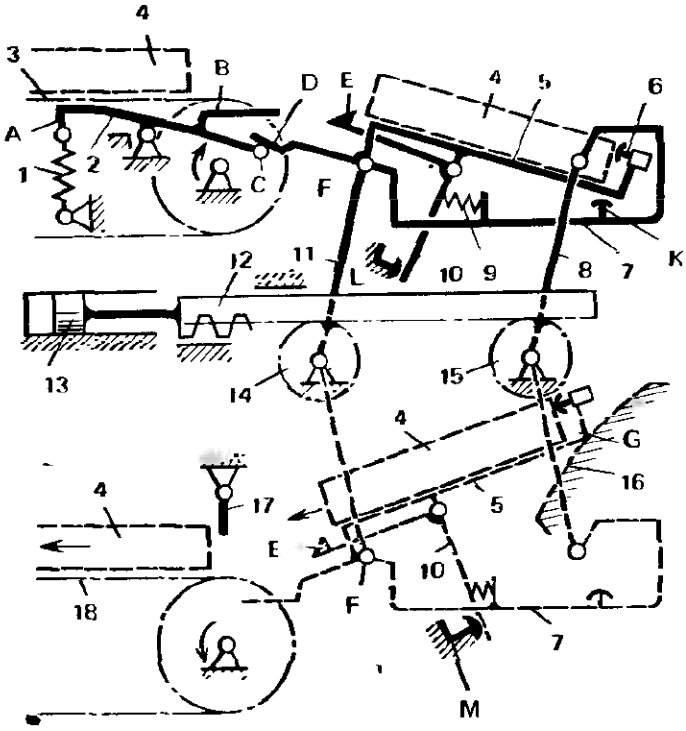
Столу *3* передается вращение от двигателя *8* через коническую зубчатую пару *6*. Привод стола установлен на шатуне *5* двухкоромыслового м. Вертикальное перемещение стола осуществляется с помощью гидроцилиндра *1*, связанного с одним из коромысел.

Благодаря различию длин коромысел *7* и *2* стол при опускании наклоняется. Параметры м. подобраны таким образом, чтобы наклон стола приводил к увеличению вращающего момента стола и соскальзыванию перегружаемых предметров *4* на конвейер.

ПЕРЕГРУЗОЧНОЙ ПЛАТФОРМЫ М. (авт.) — устр. для перегрузки изделий с конвейера, расположенного на одном уровне, на конвейер, расположенный на другом уровне. П. применяют обычно при несинхронном движении деталей на конвейерах.

Изделие *4* перегружают с конвейера *3* на подвижную платформу *5*, а затем на конвейер *18*. Пока платформа не поднята, изделие *4* удерживается на конвейере *3* упором *B* отсекателя *2*, соединенного со стойкой пружиной *1*. При перемещении платформы в верхнее положение она выступом *D* нажимает на штифт *C* так, что упор *B* «утапливается», изделие перемещается на платформу, а упор *A* выступает над уровнем конвейера *3*, препятствуя подходу следующего изделия.

Платформа *5* соединена шарнирно в т. *F* с параллелограммом, составленным из звеньев: параллельных кривошипов *8* и *11*, каретки *7* и стойки. Наклон платформы относительно каретки регулируется упором *K*. Рычаг *10* в верхнем положении платформы повернут так, что его выступ *E* не препятствует перемещению изделия на платформу. Как только изделие *4* скатывается на платформу, оно нажимает на конечный выключатель *6*, в результате чего передается команда на включение пневмоцилиндра *13*. Пневмоцилиндр *13* с помощью рейки *12* взаимодействует с зубчатыми колесами *14* и *15*, жестко соединенными

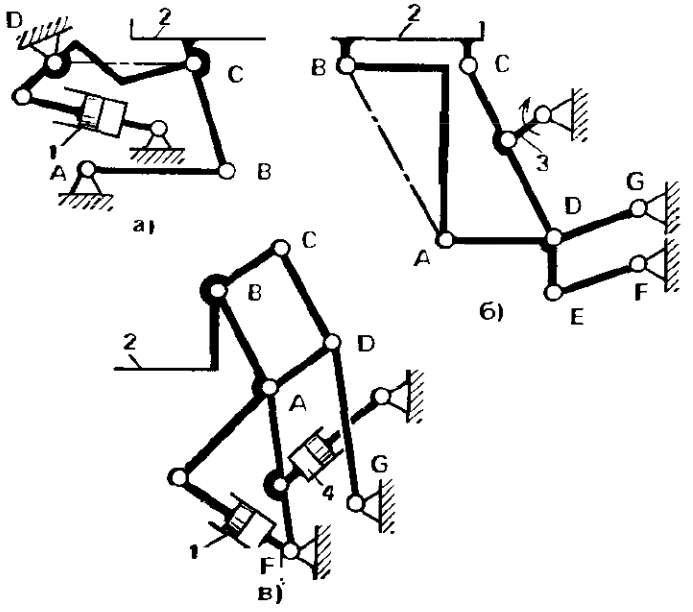


с кривошипами *11* и *8* соответственно. Межосевое расстояние колес равно кратному числу шагов рейки. Данное приводное устройство нужно для того, чтобы иметь малые углы давления во всех положениях параллелограмма и определенность движения в мертвых точках, хотя введение реечного механизма и приводит к возникновению избыточных связей.

При перемещении платформы вниз рычаг *10* выходит из контакта с упором *L* и поворачивается под действием пружины *9* так, что выступ *E* удерживает изделие *4* на платформе. Каретка *7* движется поступательно, а платформа постепенно наклоняется, поворачиваясь вокруг т. *F*, так как ее т. *G* скользит по копиру *16* (на сх. положения звеньев при этом изображены штриховыми линиями).

Рычаг *10*, взаимодействуя с упором *M*, поворачивается так, что его выступ *E* «утапливается». Изделие *4* соскальзывает на конвейер *18*. Изделие поворачивает при этом выключатель *17*, который реверсирует движение пневмоцилиндра *13* и соответственно всего м. Платформа *5* снова перемещается в верхнее положение и цикл повторяется.

ПЕРЕГРУЗЧИКА М. – устр. для поступательного перемещения предметов.



Площадка *2*, на которой устанавливают перегружаемый объект, соединена со стойкой посредством одного параллелограмма *ABCD* (сх. *а*) или посредством двух соединенных между собой параллелограммов *ABCD* и *DEFG* (сх. *б*, *в*).

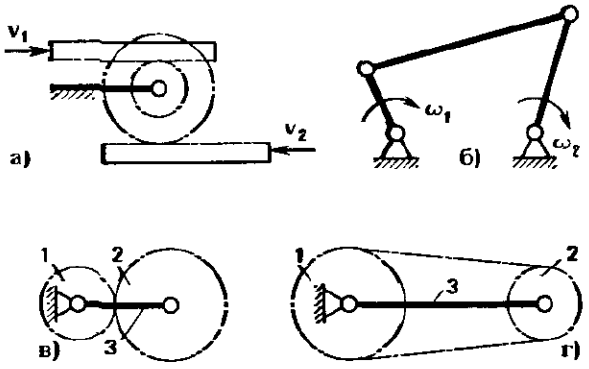
Площадка закреплена на звене *BC*. Линия, соединяющая т. т. *B* и *C*, при движении остается параллельной самой себе, сохраняя неизменным угол, под которым она расположена к линии, соединяющей центры опор (*A*, *D* на сх. *а* и *G*, *F* на сх. *б*, *в*). Движение площадке сообщается гидроцилиндром *1* (сх. *а*), который поворачивает одно из коромысел м.

В сх. *б* движение задается вращением кривошипа *3*.

Сх. *в* отличается от сх. *б* тем, что шарниры *A* и *E* совмещены в одном шарнире *A* (двойной шарнир). М. на сх. *в* имеет две степени свободы. Движения звеньям сообщаются гидроцилиндрами *1* и *4*.

ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ – зависимость между параметрами движения или состояния рассматриваемого и входного звеньев м. (см. *Аналог скорости точки*, *Аналог углового ускорения звена*, *Аналог угловой скорости звена*, *Передаточное отношение*, *Силовое передаточное отношение*, *Функция положения*).

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ – отношение скорости одного звена м. к скорости другого звена, если специально не оговорено, то – скорости входного звена к скорости выходного звена. Обозначают П. как $i_{1-2} = v_1/v_2$ (сх. *а*), $i_{1-2} = \omega_1/\omega_2$; $i_{2-1} = \omega_2/\omega_1$ (сх. *б*), где v и ω – соответственно линейные и угловые скорости звеньев с соответствующими



этим звеньям индексами; $i = \omega_1/\omega_2$ (где *1* – входное звено, *2* – выходное звено) и $i^{(3)}_{1-2} = \dfrac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3}$, где индекс (*3*) означает неподвижное или мысленно остановленное звено для м. с двумя степенями свободы (сх. *в* и *г*).

Для зубчатой передачи с внешним зацеплением $i_{1-2} = -u$; $i_{2-1} = -\dfrac{1}{u}$, где u – передаточное число; для зубчатой передачи с внутренним зацеплением $i_{1-2} = u$; $i_{2-1} = 1/u$.

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ СИЛОВОЕ – отношение силы (для поступательно движущегося звена) или вращающего момента на выходном звене м. соответственно к силе или моменту на входном звене м., взятое с обратным знаком $\tilde{i} = -\dfrac{F_2}{F_1} = -\dfrac{T_2}{T_1} = i\eta$, где F_1 и F_2, T_1 и T_2 – силы и моменты соответственно на входном (*1*) и выходном (*2*) звеньях; i – передаточное отношение – отношение скорости входного звена к скорости выходного звена; η – КПД м.

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – отношение числа зубьев большего колеса z_2 к числу зубьев меньшего колеса (шестерни) z_1: $u = z_2/z_1$. П. обычно выбирают из ряда чисел геометрической прогрессии со знаменателем 1,25 (1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10 и т. д.) или из менее предпочтительного ряда (1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55) и т. д. П. выбирают из интервала: 1,0–12,5 для цилиндрических зубчатых передач; 1,0–6,3 для конических зубчатых передач; 8,0–80 для червячных передач; 10–90 для глобоидных передач.

В многоступенчатых цилиндрических передачах рекомендуется принимать П. каждой последующей ступени в 1,25; 1,4 или в 1,6 раза меньше по сравнению с П. предыдущей ступени.

ПЕРЕДАТОЧНЫЙ М. – м. для воспроизведения заданной функциональной зависимости между перемещением звеньев, образующих кинематические пары со стойкой.

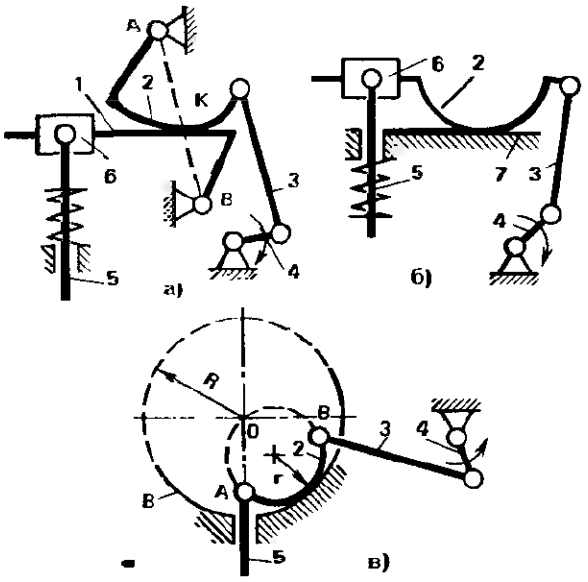
ПЕРЕДАЧА – м. для передачи непрерывного вращательного движения или преобразования его в непрерывное поступательное движение.

ПЕРЕКАТЫВАЮЩИЙСЯ РЫЧАГ – звено, соединенное с другими звеньями м. посредством трех кинематических пар, из которых одна высшая.

Применяют П. для уменьшения трения скольжения между звеньями или его предотвращения.

В сх. *а* звенья *1* и *2* соприкасаются между собой в т. *K* (высшая кинематическая пара). Звено *2* представляет собой криволинейное коромысло кривошипно-коромыслового м. (звенья *4*, *3*, *2* и стойка), а звено *1* входит в состав тангенсного м. (звенья *1*, *6*, *5* и стойка). Между звеньями *1* и *2* отсутствует скольжение, если т. *K* лежит на прямой *AB*. Для того чтобы это условие выполнялось, криволинейный участок звена *2* должен быть выполнен по эвольвенте окружности.

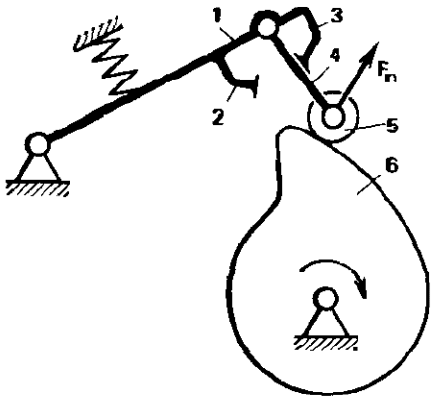
В сх. *б* звено *2* перекатывается по стойке *7*. Оно шарнирно соединено с шатуном *3*, приводимым кривошипом *4*, и посредством поступательной пары через звено *6* – с ползуном *5*. Таким образом образуется шестизвенный м. с одной высшей кинематической парой. Такой м. имеет две степени свободы. Степень свободы, обусловленная возможностью скольжения звена *2* вдоль звена *7*, может привести к неопределенности движения



звеньев. Для устранения этого явления звенья *2* и *7* соединены между собой промежуточным элементом – гибкой лентой, показанной на сх. жирной линией.

В сх. *в* рычаг *2* перекатывается без скольжения по цилиндрической поверхности стойки *8* при соблюдении условия $2r = R$. При этом, задавая движение т. *A* ползуна *5* по прямой линии, обеспечивают определенность движения других звеньев. Т. *B* также движется по прямой, проходящей через т. *O*. Звенья *4* и *3* движутся так же, как в кривошипно-ползунном м. с направляющей вдоль линии *BO*.

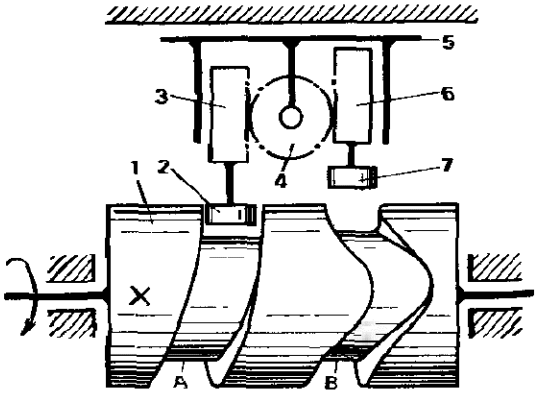
ПЕРЕКИДНОЙ РОЛИК – ролик, установленный на коромысле кулачкового м. посредством промежуточного звена и имеющий два устойчивых положения.



Кулачок *6* имеет наиболее удаленный участок с малым радиусом кривизны. Продолжительный контакт ролика с этим участком при определенных условиях нежелателен. П. применяют для уменьшения времени поворота кулачка, необходимого для обкатывания ролика по данному участку.

Ролик *5* установлен на звене *4*, которое соединено с коромыслом *1* шарнирно. Звено *4* в зависимости от направления силы $\bar{F}_n$ прижимается к одному из упоров *2* или *3*. При изменении направления силы ролик прижимается к другому упору.

ПЕРЕКЛЮЧАЕМЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ М. – устр., в котором могут быть реализованы два или более законов движения путем введения выходного звена во взаимодействие с различными кулачками.



Поворотом зубчатого колеса *4*, взаимодействующего с рейками *3* и *6*, вводят ролик *2* в паз *A* или ролик *7* в паз *B*. Пазы *A* и *B* выполнены на цилиндрическом кулачке *1*. Рейки расположены так, что невозможно одновременное взаимодействие роликов *2* и *7* с пазами. При вращении кулачка *1* ползун *5* движется в соответствии с профилем кулачка.

ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩИЙ – устр., обеспечивающее резкий перевод выходного звена из одного положения в другое за счет запасенной энергии пружины при перемещении входного звена.

На сх. *а* выходное звено – коромысло *2* имеет контактный элемент *5*, взаимодействующий с одним из упоров *1* или *10*. При положении переключающего рычага *4* возле упора *3* или *6* коромысло занимает устойчивое положение, обеспечиваемое пружиной *9*. При повороте рычага *4* в направлении стрелки поворачивается кулиса *7* вокруг т. *A* и под воздействием звена *8* сжимается пружина *9*. Когда т. *B* расположится на линии *AC*, м. займет неустойчивое положение. Незначительный дальнейший поворот рычага *4* приводит к резкому движению звеньев *7*, *8* и *2* под действием пружины *9*. Звено *2* резко поворачивается от одного неподвижного контакта к другому (на сх. от упора *1* к упору *10*).

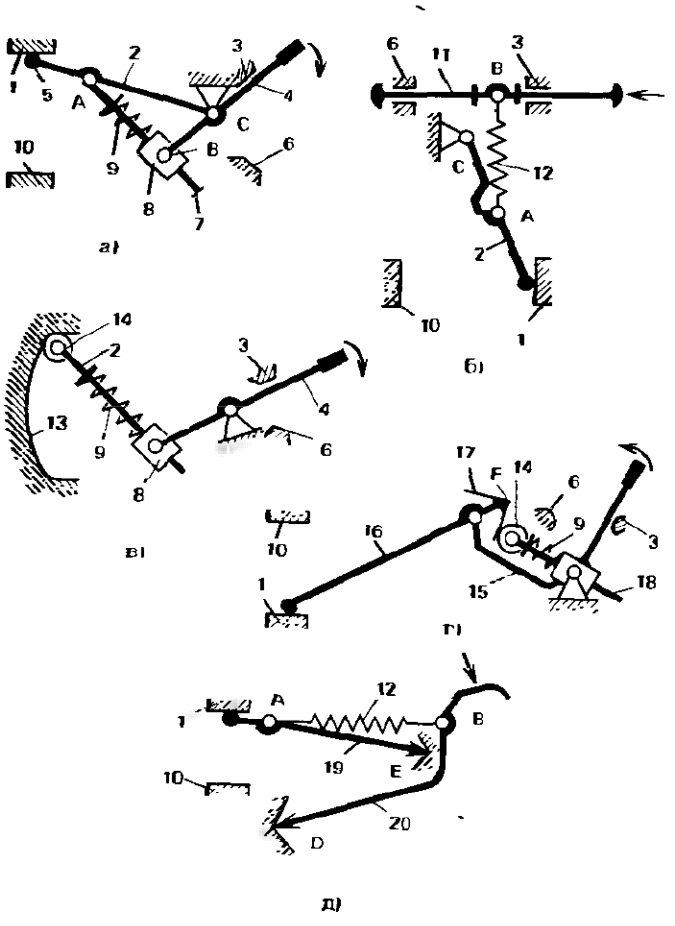
В сх. *б* входное звено – ползун *11* перемещают от упора *3* к упору *6*. При этом пружина *12* растягивается, и когда т. *B* расположится на линии *AC*, резко перебрасывает коромысло *2* от упора *1* к упору *10*.

В сх. *в* выходное звено – коромысло *2* имеет ролик *14*, который взаимодействует с неподвижным кулачком *13*. При повороте рычага *4* до неустойчивого положения звеньев ролик остается в крайнем положении. При переходе звеньев через неустойчивое положение он резко перекатывается по кулачку и занимает другое устойчивое положение.

В сх. *г* выходное звено – штанга *16* с присоединенным к ней кулачком *17*. Кулачок выполнен в виде двух скосов, сходящихся под углом друг к другу. Когда ролик *14* контактирует с одним из скосов, звенья *16*, *15* и *18* находятся в устойчивом положении. При повороте кулисы *15*, когда ролик будет контактировать с кромкой кулачка *17*, положение неустойчивое. Из него звено *16* резко перебрасывается от упора *1* к упору *10*.

В сх. *д*, как и в сх. *б*, всего два подвижных звена: выходное *19* и входное *20*, связанных пружиной *12*. Оба звена имеют ножевые опоры *E* и *D*. Для звена *20* скосы ножевой опоры совмещены с упорами.

Здесь звено *19* резко перебрасывается от контакта с упором *1* к упору *10* после того, как т. *B* расположится на линии *AE*.

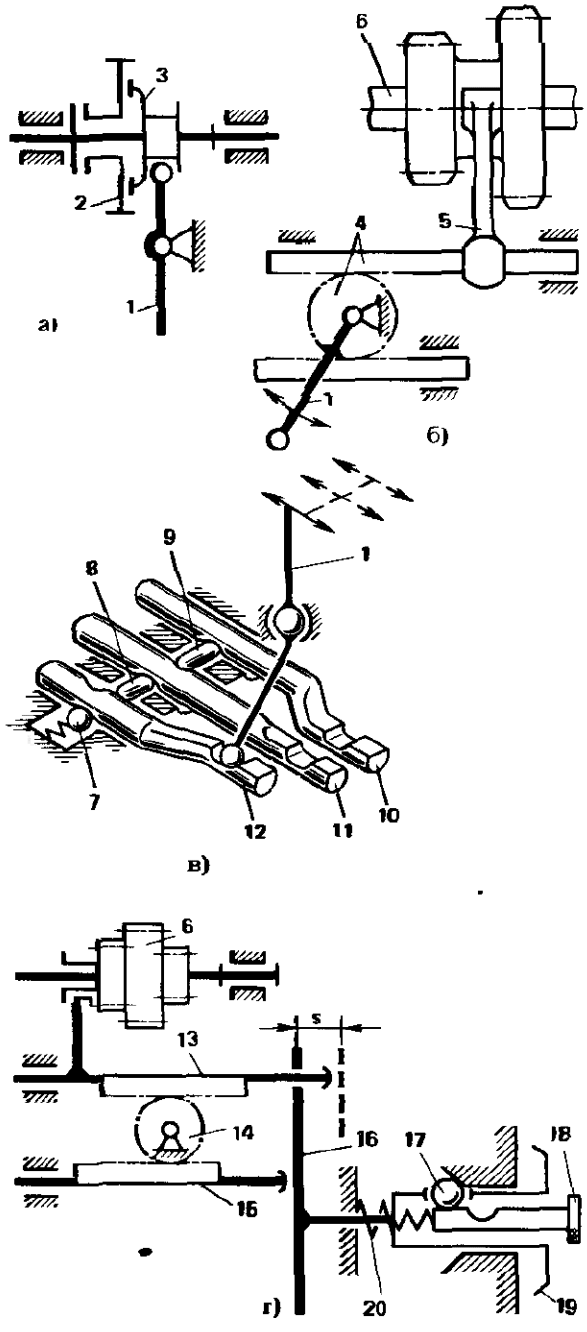


ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ ПЕРЕДАЧ –

устр. для перемещения вращающихся деталей (зубчатых колес, муфт, шкивов) в коробках передач.

П. выполняют в виде рукоятки *1* (сх. *а*), включающей, например, муфту *3*, которая вращает колесо *2*.

Для преобразования качательного движения рукоятки *1* в поступательное движение вилки *5* (сх. *б*), перемещающей блок зубчатых колес *6*, используют реечную передачу *4*. Две рейки, взаимодействующие с одним зубчатым колесом, обеспечивают сблокированное перемещение различных звеньев.



В сх. *в* переключателя автомобильной коробки передач рукоятка *1* может перемещаться в двух взаимно перпендикулярных направлениях: поперек и вдоль тяг *10, 11, 12*. Каждая тяга связана с переключаемыми звеньями. Рукоятка установлена в шаровой опоре. Ее вводят в паз одной из тяг и перемещают тягу в продольном направлении. Удерживает тягу во включенном состоянии фиксатор *7*, а штифты *8, 9* исключают самопроизвольное перемещение других тяг (см. *Блокировочный м.*).

На сх. *г* П. металлорежущего станка. Блок зубчатых колес *6* связан с толкателем *13*. Толкатель *13* через реечную передачу *14* сблокирован с толкателем *15*, перемещающим другой блок зубчатых колес. Толкатели взаимодействуют с диском *16*, имеющим отверстия в определенных местах. На диске запрограммирован порядок включения толкателей. С помощью маховичка *19* с указателем диск может быть повернут на необходимый угол и утоплен на величину хода толкателя *s*. При этом одни толкатели перемещаются под действием диска влево, а другие – свободно перемещаются в отверстиях диска. В утопленном положении диск фиксируется шариком *17*. Диск возвращают нажатием кнопки *18*. Шарик при этом проваливается в специальное углубление, а диск вместе с маховичком *19* перемещается вправо под действием пружины *20*.

ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ ПУТЕВОЙ (авт.) – устр., контролирующее и ограничивающее путь салазок, суппорта станка или другой перемещающейся части посредством размыкания или замыкания цепи привода. П. еще называют конечным или путевым выключателем. П. может быть простым или моментным. Первый срабатывает постепенно по мере воздействия на него движущейся части. В сх. *а* неподвижные контакты *1* и *3*, подвижные – *2*, связанные с кнопкой *4*, на которую воздействует движущееся тело *6*. Пружина *5* служит для замыкания контактов *2* и *3*. П. моментный (сх. *б*) имеет м., обеспечивающий быстрый разрыв контактных дуг. Рычаг *7* поворачивается под действием движущегося тела *6* и отводит защелку *9*, после чего планка *8* резко поворачивается, контакты *2* и *3* размыкаются, контакты *1* и *2* замыкаются.

П. по сх. *а* имеет размыкающие контакты *2* и *3*. При отсутствии воздействия тела *6* они все время замкнуты, в сх. *б* разомкнуты контакты *2* и *3* и замкнуты контакты *1* и *2*. При этом отсутствие воздействия тела *6* не вызывает обратного переключения. Только внешнее силовое воздействие на рычаг *7* может перевести его в начальное положение. Надежное прижатие контактов в любом из двух положений обеспечивается взаимодействием планки *8* и рычага *7*. Звенья *7* и *8* имеют только два устойчивых крайних положения. Среднее положение неустойчиво, и при незначительном воздействии звенья сместятся в одну из сторон.

В сх. *в* перемещение толкателя *12* приводит к повороту кулачка *11* и перемещению подвижных контактов *10* и *13*, поджатых к звену *11* пружинами, в направлении стрелок.

Разновидностью П. являются поворотные переключатели (сх. *г* и *д*).

В сх. *г* при повороте кулачка *14* защелка *15* может иметь три положения: наиболее удаленное от оси поворота кулачка – при контакте защелки с цилиндрической частью поверхности кулачка, среднее – при контакте с малым углублением (как показано на сх.) и наиболее близкое – при контакте с большим углублением. При этом соответственно элемент контактов *16* будет иметь три положения.

В сх. *д* на диске *17* установлены кулачки *18* и *19*, взаимодействующие соответственно с роликами *20* и *24*. Кулачок *19* отводит защелку *23* и освобождает рычаг *21*, который под действием пружины *22* поворачивается и перемещает элемент контакта *16*, размыкая электрическую цепь. В первоначальное положение рычаг *21* возвращается при

дальнейшем повороте диска и воздействии кулачка *18* на рычаг *21*.

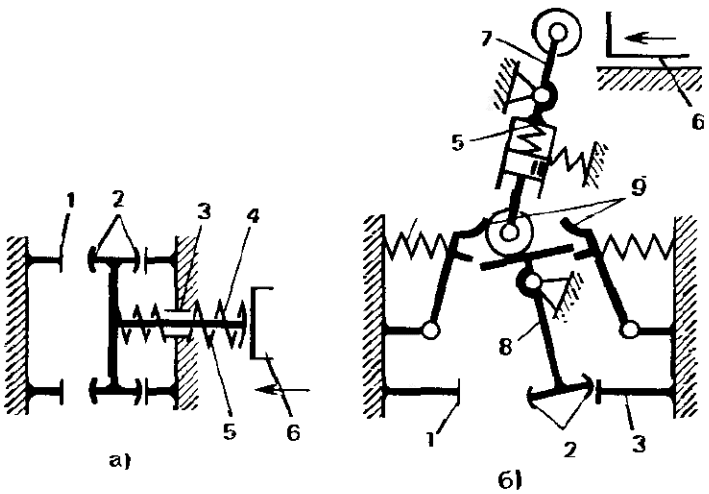
На сх. *е* П. с управляющим магнитом *26* и магнитоуправляемыми контактами *25*. В этом П. обеспечена высокая точность начала резкого движения управляющего магнита.

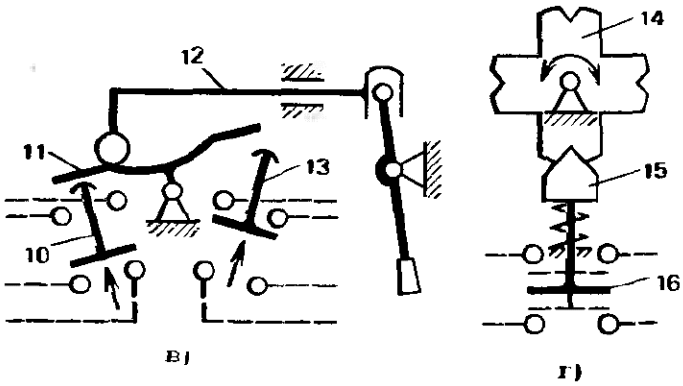
При нажатии на толкатель *27* сжимается пружина *28*, перемещается ползун *30* с магнитом *26* до упора в кулачок *31*. Этим упором определяется начальное положение ползуна при срабатывании П. Последующее движение толкателя *27* вдоль направляющей *34* приводит к воздействию упора *32*, прикрепленного к толкателю, на плечо кулачка *31'*. Кулачок *31* поворачивается по часовой стрелке и освобождает ползун *30*. Ползун *30* под действием сжатой пружины *29* резко опускается, и контакты *25* размыкаются.

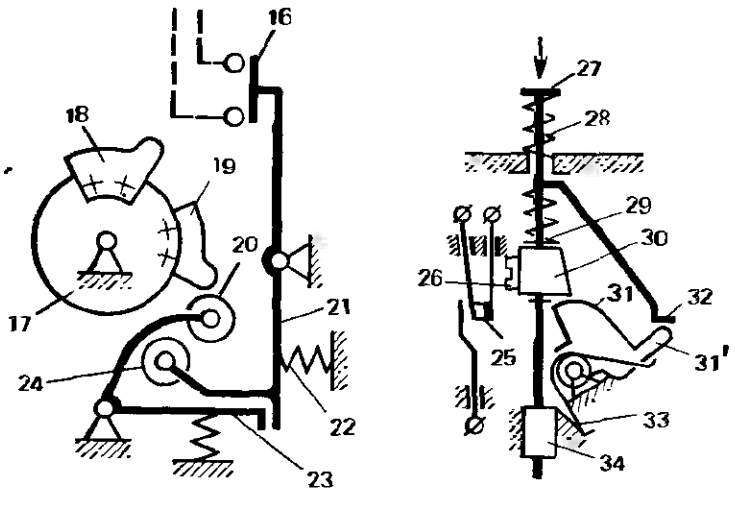
При снятии нагрузки с толкателя он вместе с ползуном *30* поднимается под действием пружины *28*, а кулачок *31* под действием пружины *33* занимает исходное положение.

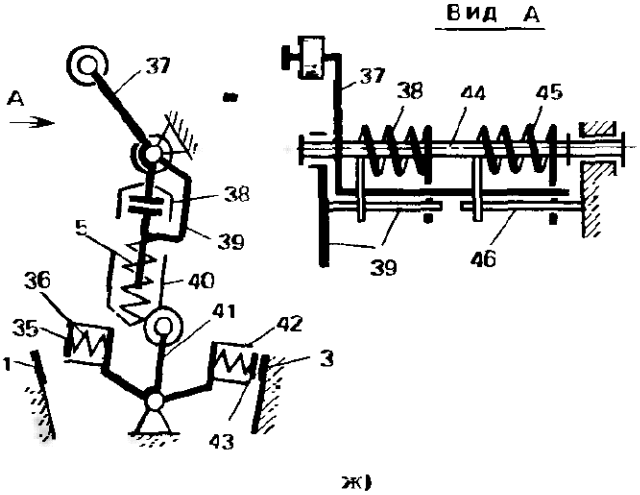
В сх. *жс* управляемый рычаг *37*, установленный на оси *44*, пружиной *45* соединен со стойкой *46*, а пружиной *38* — с кулисой *39*. С кулисой поступательной парой соединен кулачок *40*. Кулачок поджат в продольном направлении пружиной *5* и воздействует на коромысло *41*. При повороте рычага *37* вправо коромысло *41* наклоняется влево, контакт *43*, поджатый пружиной *42*, и контакт *3* размыкаются, а контакт *35*, поджатый пружиной *36*, и контакт *1* замыкаются. При этом размыкание и замыкание контактов происходит резко при переходе кулачка и коромысла через неустойчивое положение. Коромысло удерживается в крайнем положении благодаря скосам на кулачке *40*.

Особенностью данного устр. является исполнение пружин кручения *38* и *45*. Расположение концов пружины и взаимодействующих с ней элементов звеньев *37*, *39* или *37*, *46* таково, что она воспринимает нагрузку любого направления, обусловленного поворотом рычага *37* как вправо, так и влево.

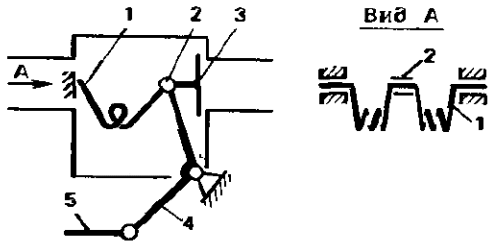








ПЕРЕКРЫВНОЙ КРАН – устр. для управления подачей топлива в трубопроводы системы.



Клапан *3* посредством шарнира *2* соединен с рычагом *4* и поджат пружиной кручения *1*. Для открывания клапана воздействуют на тягу *5* и поворачивают рычаг *4*, преодолевая сопротивление пружины *1*.

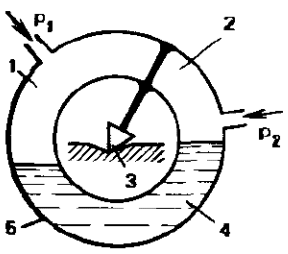
ПЕРЕКРЫТИЯ КОЭФФИЦИЕНТ – отношение угла перекрытия φ_ν (угла поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода из него) к угловому шагу τ. П. складывается из коэффициентов торцового и осевого перекрытий.

ПЕРЕМЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ – прямолинейное движение, при котором рассматриваемая точка в любые равные промежутки времени проходит неравные расстояния.

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ – вектор изменения положения движущейся материальной точки относительно системы отсчета.

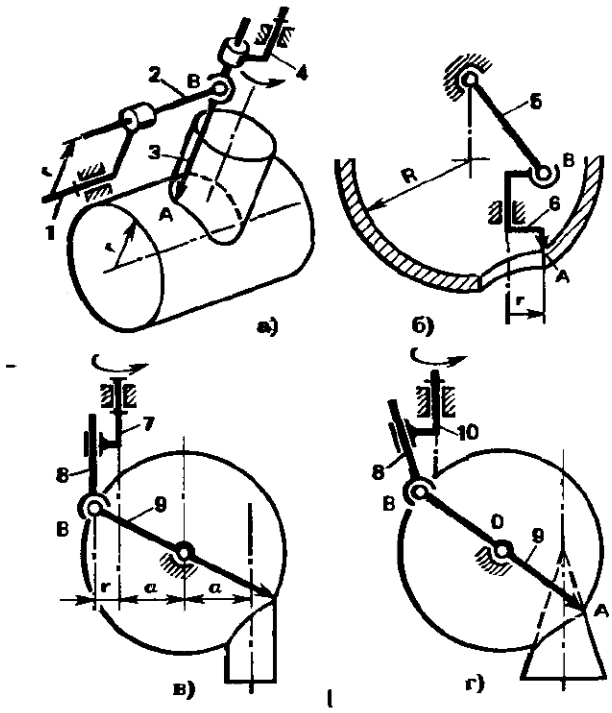
ПЕРЕНОСНОЕ ДВИЖЕНИЕ – движение подвижной системы отсчета по отношению к основной (обычно инерциальной) системе отсчета (см. *Относительное движение*).

ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ М.– устр. для измерения разности давлений в двух пневматических системах.



Воздух из пневмосистем с давлением p_1 и p_2 подводят соответственно в полости *1* и *2* барабана *5*. Разделяет полости жидкость *4*. Барабан установлен на ножевой опоре *3*. При разности давления в полостях будет разный уровень жидкости *4* в этих же полостях, что приведет к повороту барабана относительно линии контакта ножевой опоры. По величине поворота судят о разности давлений.

ПЕРЕСЕЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ М.– устр. для воспроизведения кривых, получаемых при пересечении поверхностей тел вращения (цилиндра, конуса, шара).



П. получены на основе соединения м. для воспроизведения пересекаемых поверхностей. Например, для воспроизведения поверхности цилиндра служит пространственный м. с двумя степенями свободы, содержащий кривошип *1* и ползун *2* (сх. *а*). Для воспроизведения сферы служит кривошип 5, соединенный со стойкой с помощью сферической пары (сх. *б*). Для воспроизведения конической поверхности служит м., содержащий кривошип *10* и наклонно расположенный ползун *8* (сх. *г*). Соединяя ведомые звенья этих исходных м. между собой сферическим шарниром, получают м. для воспроизведения кривых пересечения поверхностей: цилиндра и цилиндра (сх. *а*), сферы и цилиндра (сх. *б*, *в*), сферы и конуса (сх. *г*).

На сх. *а* у кривошипа *1* радиусом *r* ось вращения параллельна оси воспроизводимой поверхности цилиндра, у кривошипа *4* ось вращения совпадает с осью воспроизводимой поверхности цилиндра. Ползуны *2* и *3* соединены сферическим шарниром *B*. Шарнир *B* одиовременно перемещается по двум цилиндрическим поверхностям, т. е. имитирует их пересечение. Т. *A* совершает идентичное движение, но траектория ее смещена на величину *AB*.

На сх. *б* кривошип *5* длиной *R* соединен сферическим шарниром *B* с кривошипом *6*, взаимодействующим со стойкой с помощью кинематической пары, допускающей вращательное и поступательное движения. Совместным движением звеньев имитируется пересечение сферы радиусом *R* и цилиндра радиусом *r*. Центр вращения кривошипа *5* и центр воспроизводимой сферы смещены относительно друг друга на величину *AB*. Т. *A* повторяет движение шарнира *B*.

На сх. *в* – другой вариант воспроизведения пересечения поверхности цилиндра радиусом *r* и сферы. Здесь центр вращения кривошипа *9* совпадает с центром сферы, а ось вращения кривошипа *7* смещена параллельно оси воспроизводимой поверхности цилиндра на величину *2a*. Кривошип *7* соединен с ползуном *8*, а тот соединен сферическим шарниром *B* с кривошипом *9*. Шарнир *B* воспроизводит пересечение цилиндра и сферы, а т. *A*, связанная с шарниром *B* посредством жесткого звена *9*, также движется одновременно по сфере и поверхности цилиндра.

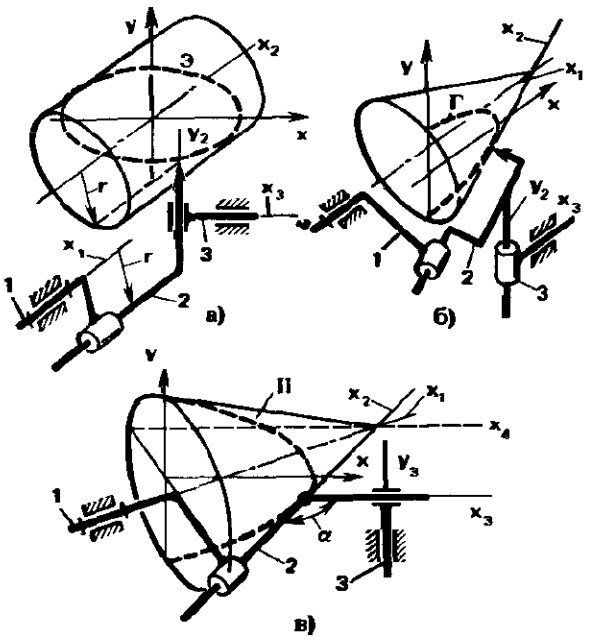
На сх. *г* кривошипно-ползунный пространственный м. (кривошип *10*, ползун *8*) соединен сферическим шарниром *B* с кривошипом *9*. Оси кривошипа и поверхности воспроизводимого конуса параллельны, расположены в одной плоскости с центром сферы *O* и симметричны относительно него. Т. *A* описывает кривую пересечения конуса и сферы.

ПЕРЕСЕЧЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ТЕЛА ВРАЩЕНИЯ ПЛОСКОСТЬЮ М. – устр. для воспроизведения кривых, получаемых при пересечении кругового цилиндра или конуса плоскостью.

П. получены на основе соединения м. для воспроизведения поверхности цилиндра или конуса и м. для воспроизведения плоскости.

На сх. *а* кривошип *1* радиусом *r* с ползуном *2* воспроизводят поверхность цилиндра, а ползуны *3* и *2* воспроизводят плоскость. Поскольку звено *2* одновременно входит в состав обоих м., то его точки одновременно движутся в плоскости и по поверхности цилиндра, т. е. воспроизводят эллипсы. Ось кривошипа x_1 располагают параллельно оси x_2 воспроизводимой поверхности цилиндра, а оси движения ползунов x_3 и y_2 – параллельно осям *x* и *y* воспроизводимой кривой *Э*.

Таким образом образован пространственный четырехзвенный кривошипно-ползунный м. Воспроизводимая кривая представляет собой траекторию т. звена *2*. Сх. *б* отличается от сх. *а* расположением звена *2* по отношению к оси x_1 вращения кривошипа *1*. Эти звенья соединены между собой кинематической парой, допускающей поступательное и вращательное движения. Ось этой пары x_2 описывает коническую поверхность, а оси y_2 и x_3 ползунов *2* и *3* расположены параллельно осям *x* и *y* воспроизводимой кривой *Г* – гиперболы.

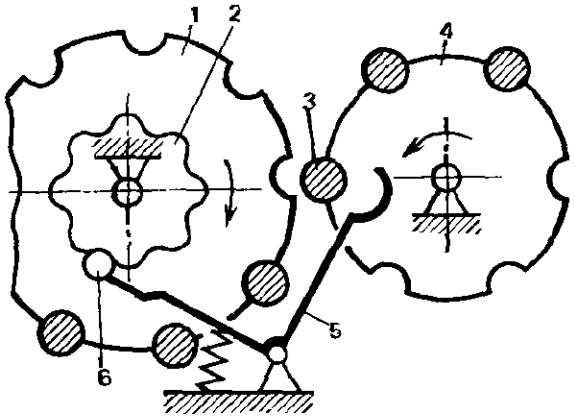


В сх. *в* оси y_3 и x_3, определяющие движение точек звена *2* в плоскости, расположены параллельно оси *y* и образующей x_4 воспроизводимой конической поверхности. Ось x_4 параллельна оси *x* воспроизводимой кривой и лежит в плоскости, перпендикулярной плоскости, определяемой осями *x* и *y*. При этом воспроизводится парабола П.

В реальном м., регулируя угол α между элементами звена *2*, можно воспроизводить эллипс, гиперболу или параболу.

ПЕРЕСОПРЯЖЕНИЕ ЗУБЬЕВ – начало или окончание взаимодействия очередной пары зубьев зубчатых колес передачи.

ПЕРЕТАЛКИВАТЕЛЬ (авт.) – устр. для передачи предметов обработки между соседними роторами различного назначения автоматической роторной линии.

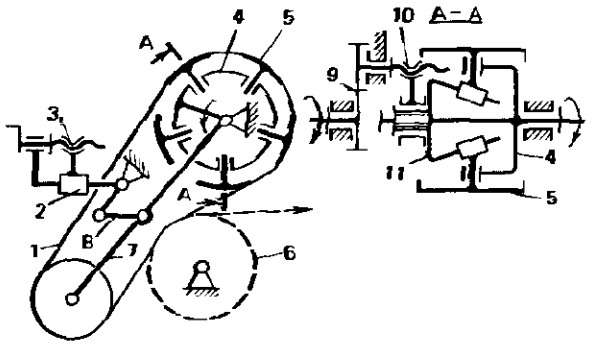


Заготовки *3* с транспортного ротора *4* перемещаются рычагом переталкивателя *5* на технологический ротор *1*. Приводится рычаг через выступ *6* от кулачка *2*, кинематически связанного с технологическим ротором.

ПЕРЕХОДНЫЙ ПРОЦЕСС – изменение во времени координат динамической системы, возникающее при переходе из одного установившегося режима работы в другой. П. возникает под влиянием возмущающих воздействий, изменяющих состояние, структуру или параметры системы. К П. относят, в частности, разгон и торможение системы.

ПЕРИФЕРИЙНЫЙ ТОРМОЗ (полиграф.) – устр. для торможения рулона бумаги по мере его разматывания.

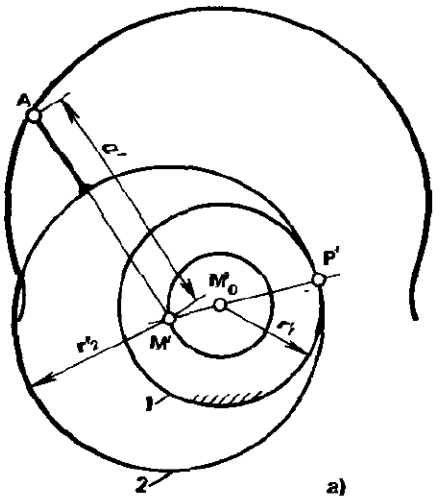
Рулон *6* тормозится вследствие контакта с лентой *1*. Лента прижимается под действием силы тяжести груза *2*, положение которого регулируют посредством винтовой пары *3*. Груз *2* через звено *8* воздействует на коромысло *7*, на концах которого установлены шкивы, огибаемые лентой.



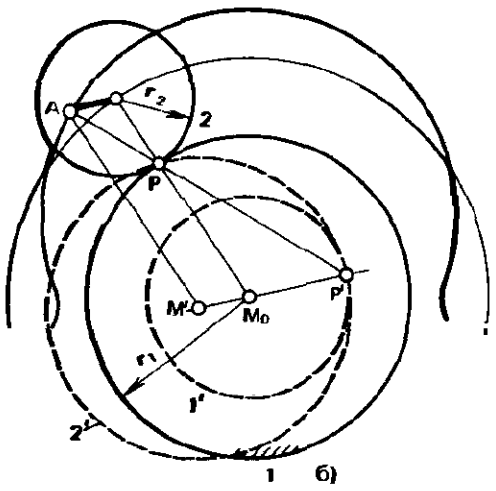
Ведущий шкив *4* имеет раздвижные элементы *5*. Раздвигая элементы *5*, увеличивают диаметр поверхности, огибаемой лентой, и тем самым обеспечивают изменение скорости ленты. Раздвигают элементы *5*, перемещая звено *11* с наклонными направляющими. Звено *11* приводят в движение от вала управления через зубчатую пару *9* и винтовую пару *10*.

ПЕРИЦИКЛОИДА (от греч. perikykloō – окружаю) – кривая, описываемая т., жестко связанной с окружностью, которая катится своей внутренней поверхностью по другой окружности меньшего диаметра. Различают П. нормальную (т. на катящейся окружности), удлиненную (т. внутри катящейся окружности) и укороченную (т. вне катящейся окружности). Укороченную П. используют при профилировании зубьев цевочного зацепления.

На сх. *а* показано получение укороченной П. Окружность *2* радиусом r'_2 обкатывают по неподвижной окружности *1* радиусом r'_1 с центром M'_0. Т. *A*, лежащая на расстоянии a' относительно центра M' окружности *2*, описывает укороченную П. Эта же кривая может быть получена при перекатывании окружности *2* (сх. *б*) радиусом r_2 по окружности *1* радиусом r_1 при выполнении условия



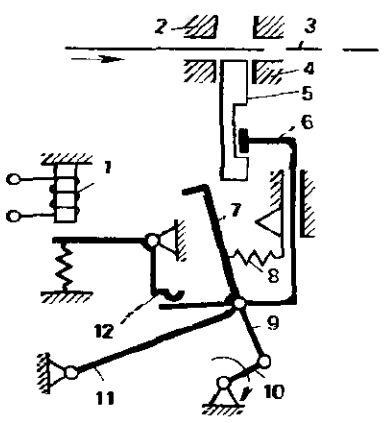
а)



б)

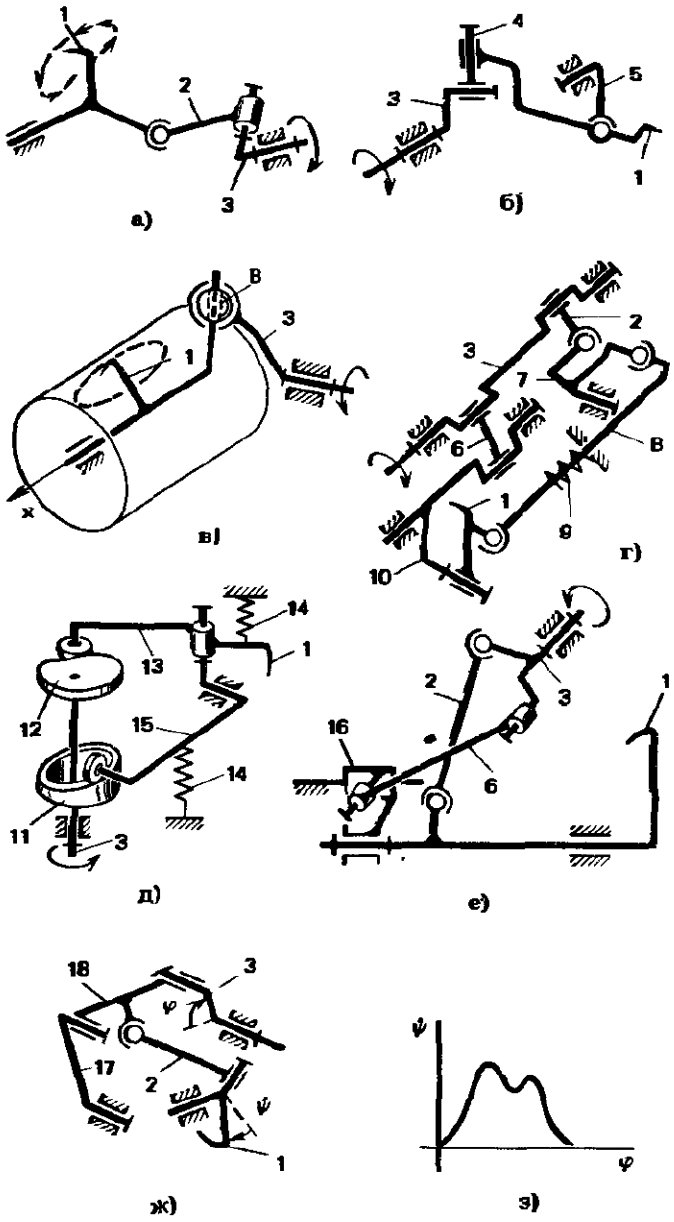
$\frac{r'_2}{AM'} = \frac{r'_1}{M_0P} = \frac{AM}{r_2}$, которое следует из подобия треугольников AMP, $PP'M_0$ и $M'AP'$. Эту кривую наз. укороченной эпициклоидой при получении ее данным способом.

ПЕРФОРАТОР – устр. для регистрации информации посредством пробивки отверстий в носителях информации – картах или лентах. Кодовый электромагнит *1* поворачивает защелку *12*, освобождающую толкатель *7*. Толкатель под действием пружины *8* поворачивается и контактирует с пуансоном *5*. Толкатель приводится в действие кривошипно-коромысловым м., содержащим ведущий кривошип *10*, шатун *9* и коромысло *11*. Пуансон *5* под действием толкателя перемещается в направляющей *4* и, взаимодействуя с матрицей *2*, пробивает в ленте *3* отверстие. Рамка *6* возвращает пуансон. Лента *3* перемещается лентопротяжным м.



ПЕТЛИТЕЛЯ М. (швейн.) – устр. для движения нижней иглы (петлителя) швейной машины. Траектория т. петлителя представляет собой замкнутую пространственную кривую.

П. на сх. *а* – пространственный четырехзвенный м. Приводится петлитель *1* от кривошипа *3* через шатун *2*. Звено *1* совершает поступательное и качательное движения, т. е. получается



траектория на цилиндрической поверхности.

П. на сх. *б* – пространственный пятизвенный м. Приводится м. от кривошипа *3* через промежуточное звено *4*. Петлитель *1* является шатуном, установленным между коромыслом *5* и кривошипом *3*. Звено *4* с двумя цилиндрическими шарнирами эквивалентно сферическому шарниру со штифтом.

П. на сх. *в* выполнен в виде четырехзвенного пространственного м. Ведущее звено – кривошип *3*. Шатун *6* соединен сферической трехподвижной парой с кривошипом *3* и поступательной парой с выходным звеном – коромыслом, жестко связанным с петлителем *1*. Траектория петлителя – замкнутая кривая на цилиндрической поверхности с осью вращения *x*.

П. на сх. *г* приводится от вала *3* через две кинематические цепи (цепь продольного движения – звенья *2, 7, 8, 1* и цепь поперечного движения – звенья *6, 10, 1*). В цепь продольного движения включена пружина *9*. Траектория петлителя – кривая на сферической поверхности.

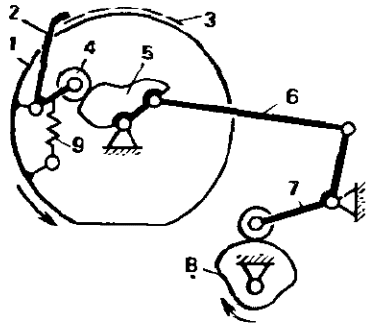
П. на сх. *д* приводится от двух кулачков: плоского *12* и пространственного *11* параллельно через штанги *13* и *15*, шарнирно соединенные между собой. Силовое замыкание кулачковых м. осуществляется пружинами *14*. Движение происходит по кривой на сферической поверхности.

П. на сх. *е* приводится от вала *3* также через две параллельно соединенные кинематические цепи: плоский кривошипно-ползунный м. (звенья *3, 6, 16*), обеспечивающий поступательное движение петлителя *1*, и пространственный кривошипно-коромысловый м. (звенья *3, 2, 1*), обеспечивающий качательное движение. Звенья *16* и *1* соединены шарнирно. Движение петлителя – по кривой на цилиндрической поверхности.

П. на сх. *ж* представляет собой плоский кривошипно-коромысловый м. (звенья *3, 17, 18*), к шатуну *18* которого присоединен через звено *2* петлитель *1*, совершающий движение по кривой на цилиндрической поверхности.

Примерная взаимосвязь углов φ и ψ в плоскостях качания дана на сх. *з*.

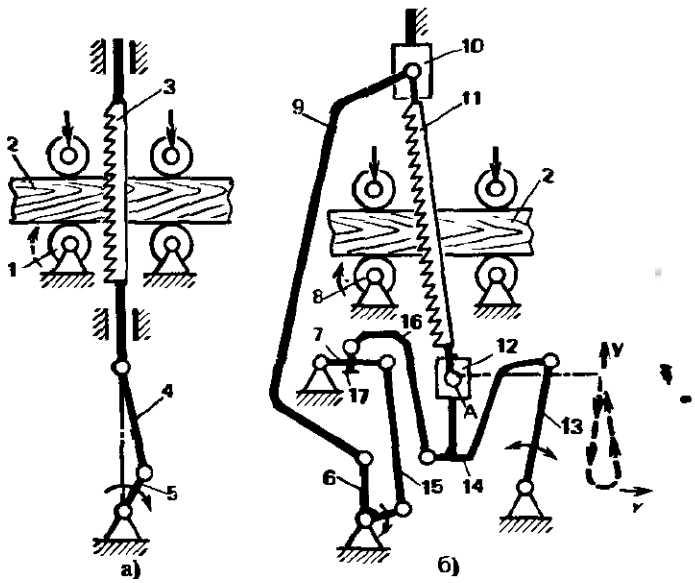
ПЕЧАТНОГО ЦИЛИНДРА ЗАХВАТНОЕ УСТР. (полиграф.) – устр. для прижатия листа бумаги к поверхности печатного цилиндра.



Прижим *2* прижимает лист *3* к поверхности цилиндра *1* под действием пружины *9*. Освобождается лист от прижима посредством специального кулачкового м. Кулачок *5*, представляющий собой коромысло двухкоромыслового м. (звенья *5, 6, 7*), воздействует на ролик *4* и отводит прижим. Кулачок *5* поворачивается при вращении кулачка *8*, взаимодействующего с коромыслом *7*, которое соединено через шатун *6* с кулачком *5*.

ПИЛОРАМЫ М. – устр. для сообщения движения раме с ленточными пилами и подачи распиливаемого материала.

На сх. *а* лентам пилы *3* сообщается возвратно-поступательное движение с



помощью кривошипно-ползунного м. с ведущим кривошипом *5* и шатуном *4*. Подача материала *2* — прерывистая, осуществляется через ролики *1*. При движении пилы вниз материал перемещается вправо, при движении пилы вверх материал либо неподвижен, либо несколько перемещается влево.

Лента пилы *11* на сх. *б* при вращении кривошипа *6* совершает сложное движение. Она шарнирно соединена с ползуном *10*, движущимся поступательно, и шатуном *12*, совершающим сложное движение. Подача материала осуществляется через ролики *8*.

Ползун *10* приводится от кривошипа *6* через шатун *9*. Звенья *6*, *9*, *10* и стойка образуют кривошипно-ползунный м. Звено *13* во время работы неподвижно. Оно предназначено для регулирования среднего наклона ленты. Звенья *6*, *15*, *7* и стойка образуют кривошипно-коромысловый м. От коромысла *7* через шатун *16* сообщается качательное движение кулисе *14*. Параметры качательного движения регулируют изменением положения шарнира, соединяющего звенья *7* и *16*. Положение шарнира фиксирует устр. *17*.

Справа на сх. дана траектория оси шарнира *A* в координатах *xy*. При перемещении вниз т. *A* отклоняется влево и лента *11* врезается в перемещаемый материал, а при движении вверх т. *A* отклоняется вправо и лента опережает подачу материала. В этом случае подача может быть непрерывной или прерывистой без возвратного движения.

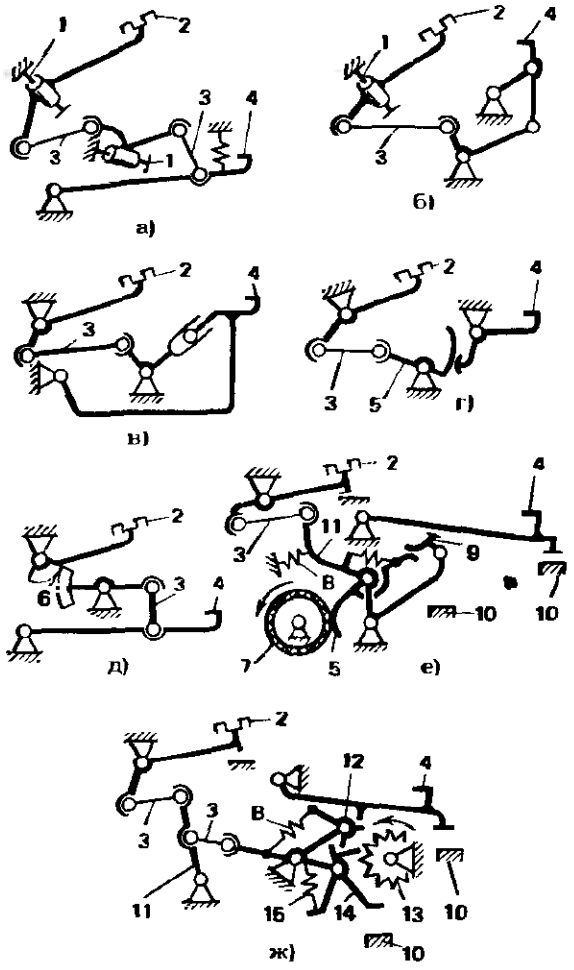
ПИШУЩЕЙ МАШИНЫ М. — устр. для передачи движения от руки машинистки рычагу со шрифтом. На сх. *а* — *г* представлены м. ручных машин, на сх. *е*, *ж* — м. электрических машин. Клавиша *4* связана с коромыслом, на котором крепится штифт *2*, посредством пространственного шарнирного м.

Устр. характеризуется наличием рычагов и тяг, взаимодействующих посредством цилиндрических и сферических шарниров.

В сх. *а* — два последовательно соединенных между собой пространственных двухкоромысловых м. с гибкими тягами *3* (струнами), которые могут быть представлены в виде звеньев со сферическими шарнирами. Клавиша *4* установлена на одном из коромысел. Оси шарниров *1* перекрещиваются в пространстве.

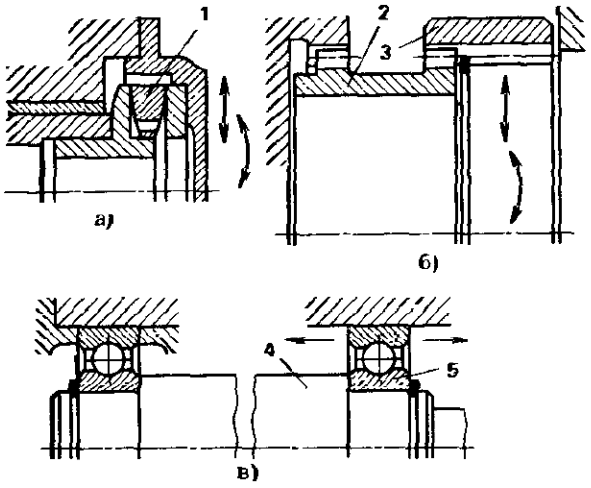
В сх. *б* клавиша установлена на шатуне м. В сх. *в* в отличие от сх. *а* один из м. коромыслово-кулисный. В сх. *г* один из м. кулачковый. Звено *4* взаимодействует с кулачком *5*, а кулачок передает движение ведомому звену *2* через тягу *3*. В сх. *д* в качестве второго м. использована зубчатая передача *6*, выполненная в виде двух зацепляющихся секторов.

В электрических машинах клавиша *2* лишь соединяет элементы рычажной системы с приводом валиком *7* или зубчатым колесом *13*. Такое соединение осуществляется посредством промежуточного звена *9* и кулачка *5* либо посредством защелки *12* и рычага *14*. Упоры *10* ограничивают перемещения звеньев. Их обычно выполняют регулируемыми, чтобы обеспечить соответст-



вующий ход звеньев и силу удара. После прижатия кулачка *5* к валику *7* (сх. *е*) благодаря силам трения кулачок поворачивается и через рычаг *11* и тягу *3* сообщает движение коромыслу со шрифтом *2*. В сх. *ж* колесо *13* увлекает рычаг *14*, который через тяги *3* и рычаг *11* передает движение коромыслу со шрифтом *2*. Пружины *8* служат для возврата звеньев, пружина *15* – для введения рычага *14* в зацепление с колесом *13*.

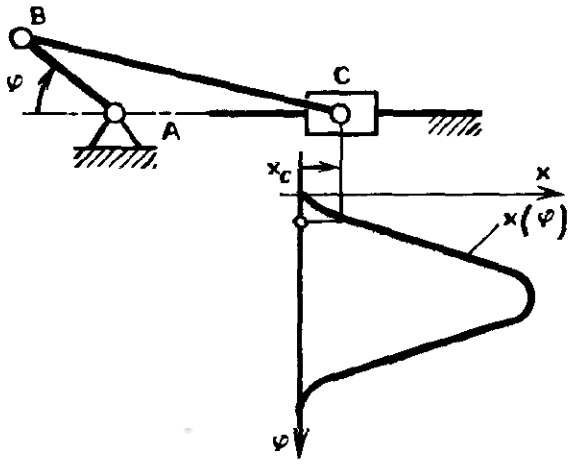
ПЛАВАЮЩЕЕ ЗВЕНО – центральное колесо или водило планетарной зубчатой передачи, шайба гребенчатого подпятника, подшипник на валу или др. деталь, установленная так, что может перемещаться в радиальном или осевом направлении. П. приводит к самоустановке в процессе нагружения, позволяет выравнивать нагрузку между звеньями, компенсировать несоосности и перекосы, погрешности формы, а также тепловое расширение тел. На сх. *а*, *б*, *в* показаны плавающая шайба *1* подпятника, плавающее центральное колесо *3* планетарной передачи, соединенное с корпусом посредством двойной зубчатой муфты *2*, и плавающий подшипник *5*,



установленный так, что может перемещаться в осевом направлении, например, при удлинении вала *4* под действием тепла (направления возможных перемещений показаны стрелками).

ПЛАВНОСТЬ РАБОТЫ ПЕРЕДАЧИ – норма точности, характеризуемая допустимыми отклонениями действительной угловой скорости от ее номинального значения за один оборот ведомого звена. Показателями П. для зубчатых передач являются циклическая погрешность, местная кинематическая погрешность, погрешность профиля зуба.

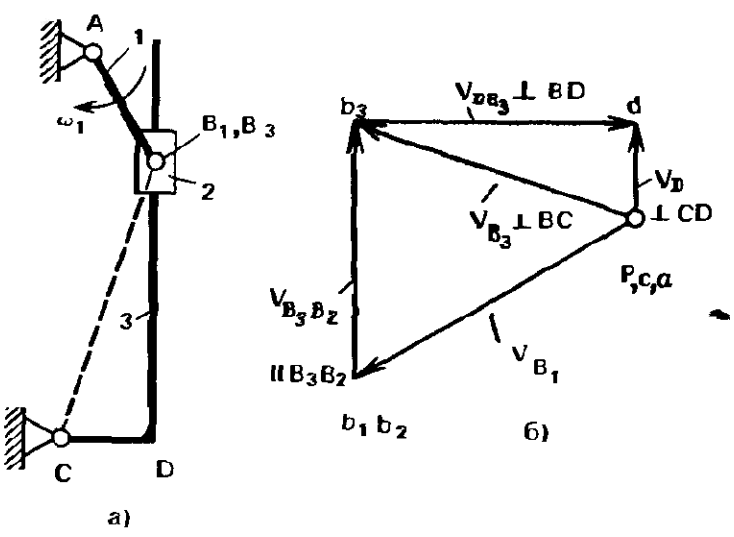
ПЛАН М. – графическое изображение в масштабе взаимного расположения звеньев, соответствующее заданному значению обобщенной координаты м.



На сх. представлен план кривошипно-ползунного м. в положении, когда задана обобщенная координата – угол поворота кривошипа φ. Задавая последовательно различные значения угла поворота, определяют значения x_C и другие характеристики. При этом вычерчивают соответствующие П., замеряют x_C, строят зависимость $x(\varphi)$ – воспроизводимую функцию.

ПЛАН СИЛ – см. *Силовой анализ м.*

ПЛАН СКОРОСТЕЙ М. – графическое построение в виде пучка лучей – абсолютных скоростей т. звеньев и отрезков, соединяющих концы лучей, –



относительных скоростей соответствующих т. в данном положении м. П. используют для приближенной оценки скоростей звеньев. В учебной практике П. позволяет наглядно иллюстрировать характер взаимосвязи положений и скоростей звеньев. В примере на сх. *а, б* даны план м. и П. соответственно; *1, 2, 3* — подвижные звенья м. При построении П. обозначают $\bar{v}_A$ — скорость т. A, $\bar{v}_{B_1A}$ — скорость т. B_1 относительно A, $\bar{v}_{B_3B_2}$ — скорость точки B_3 относительно B_2 и т. п. Далее составляют векторные уравнения скоростей, например:

$$\bar{v}_{B_2} = \bar{v}_{B_1};\ \bar{v}_{B_1} = \bar{v}_A + \bar{v}_{B_1A};\ \bar{v}_A = 0;$$
$$\bar{v}_{B_3} = \bar{v}_{B_2} + \bar{v}_{B_3B_2};$$
$$\bar{v}_{B_3} = \bar{v}_C + \bar{v}_{B_3C};\ \bar{v}_C = 0;$$
$$\bar{v}_D = \bar{v}_C + \bar{v}_{DC};$$
$$\bar{v}_D = \bar{v}_{B_3} + \bar{v}_{DB_3},$$

а затем последовательно в масштабе откладывают величины векторов с учетом их направления по отношению к звеньям (см. сх. *б*). Т. т. A, C совпадают с полюсом P, для которого $v = 0$. Они обозначены на П. *а* и *с* соответственно. Вектор относительной скорости перпендикулярен соответствующему звену, вектор скорости ползуна направлен вдоль кулисы.

ПЛАН УСКОРЕНИЙ М. — графическое построение в виде пучка лучей — абсолютных ускорений т. звеньев и отрезков, соединяющих концы лучей, — относительных ускорений соответствующих точек в данном положении м. П. используют для приближенной оценки ускорений, а в учебной практике — для иллюстрации взаимосвязи положений и ускорений звеньев. В примере на П. даны план м. (сх. *а*) и П. (сх. *г*). При построении П. обозначают: $\bar{a}_{nB_1A}$ — нормальное ускорение т. B_1 относительно т. A, $\bar{a}_{kB_3B_2}$ — кориолисово ускорение т. B_3 относительно т. B_2, $\bar{a}_{tB_3C}$ — касательное ускорение т. B_3 относительно т. C, $\bar{a}_{rB_3B_2}$ — ускорение т. B_3 относительно т. B_2 для прямолинейного движения вдоль B_3D. Определяют нормальное ускорение из соотношений:

$$a_{nB_1A} = \omega_1^2 l_{AB};\ a_{nB_3C} = \omega_3^2 l_{BC}.$$

Находят кориолисово ускорение

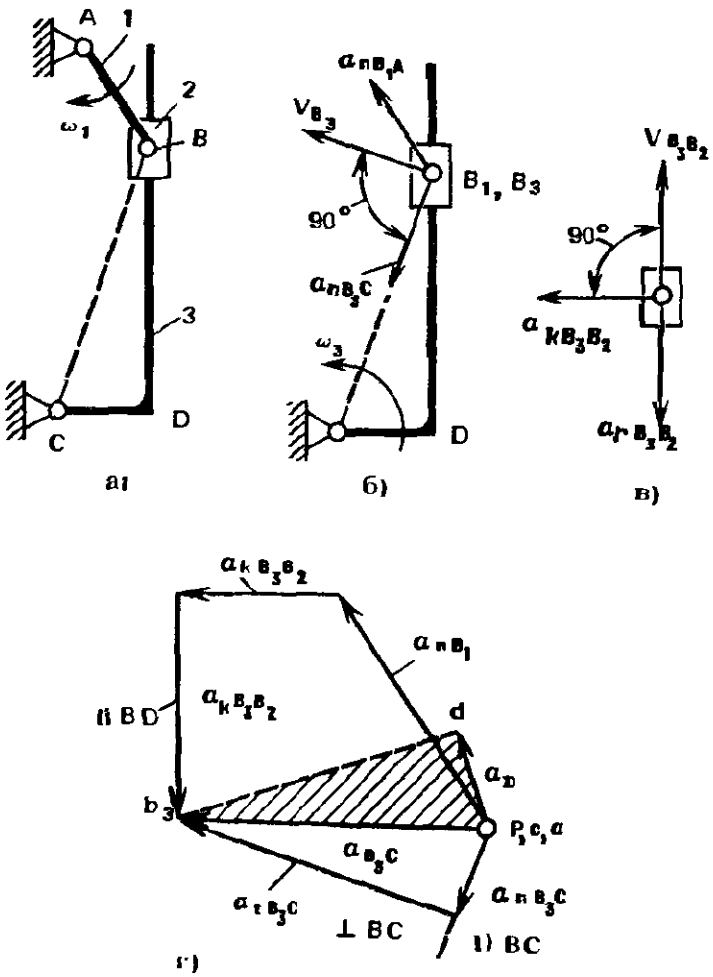
$$\bar{a}_{kB_3B_2} = 2[\bar{\omega}_3,\ \bar{v}_{B_3B_2}].$$

Определяют направления: $\bar{a}_{nB_3C}$ направлено от т. B_3 к т. C (сх. *а*), $\bar{a}_{tB_3C}$ направлено перпендикулярно B_3C, $\bar{a}_{rB_3B_2}$ направлено вдоль кулисы BD, направление $\bar{a}_{kB_3B_2}$ определяют, повернув вектор $\bar{v}_{B_3B_2}$ в направлении вращения кулисы 3 на угол 90° (сх. *б* и *в*).

Составляют векторные уравнения:

$$\bar{a}_{B_1} = \bar{a}_A + \bar{a}_{nB_1A} + \bar{a}_{tB_1A};$$
$$\bar{a}_A = 0;\ \bar{a}_{tB_1A} = 0;\ \bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_1};$$
$$\bar{a}_{B_3} = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{kB_3B_2} + \bar{a}_{rB_3B_2};$$
$$\bar{a}_{B_3} = \bar{a}_C + \bar{a}_{nB_3C} + \bar{a}_{tB_3C};\ \bar{a}_C = 0,$$

а затем последовательно в масштабе откладывают величины векторов с учетом их направления по отношению к звеньям. Сначала откладывают известные величины, а затем, замыкая П., получают неизвестные величины. Т. т. A и C совпадают при этом с полюсом P



и обозначены на П. *a*, *c* соответственно. Для определения ускорения т. *D* достаточно на векторе $\tilde{a}_{B_3C}$ построить $\triangle cb_3d$, подобный и сходственно расположенный $\triangle CBD$.

ПЛАНЕТАРНАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА – м. для преобразования вращательного движения в поступательное, содержащий винтовую пару с подвижной осью одного из звеньев. Оси взаимодействующих звеньев передачи не совпадают. П. может быть преобразована в несоосную винтовую передачу инверсией вращающегося и невращающегося звеньев.

В П. используют свойства фрикционной передачи (сх. *а*, *д*), зубчатой передачи (сх. *б*) или обычного винтового м. (сх. *в*, *г*).

Во фрикционной П. (сх. *а*) гайка *2* расположена несоосно винту *1*. Гайка приводится в движение относительно оси винта *1* посредством эксцентрика *3*. Ось гайки перемещается. Движение осуществляется благодаря перекатыванию витков гайки по виткам винта и скольжению их в радиальном направлении. При недостаточном сцеплении вдоль витка движение передаваться не будет.

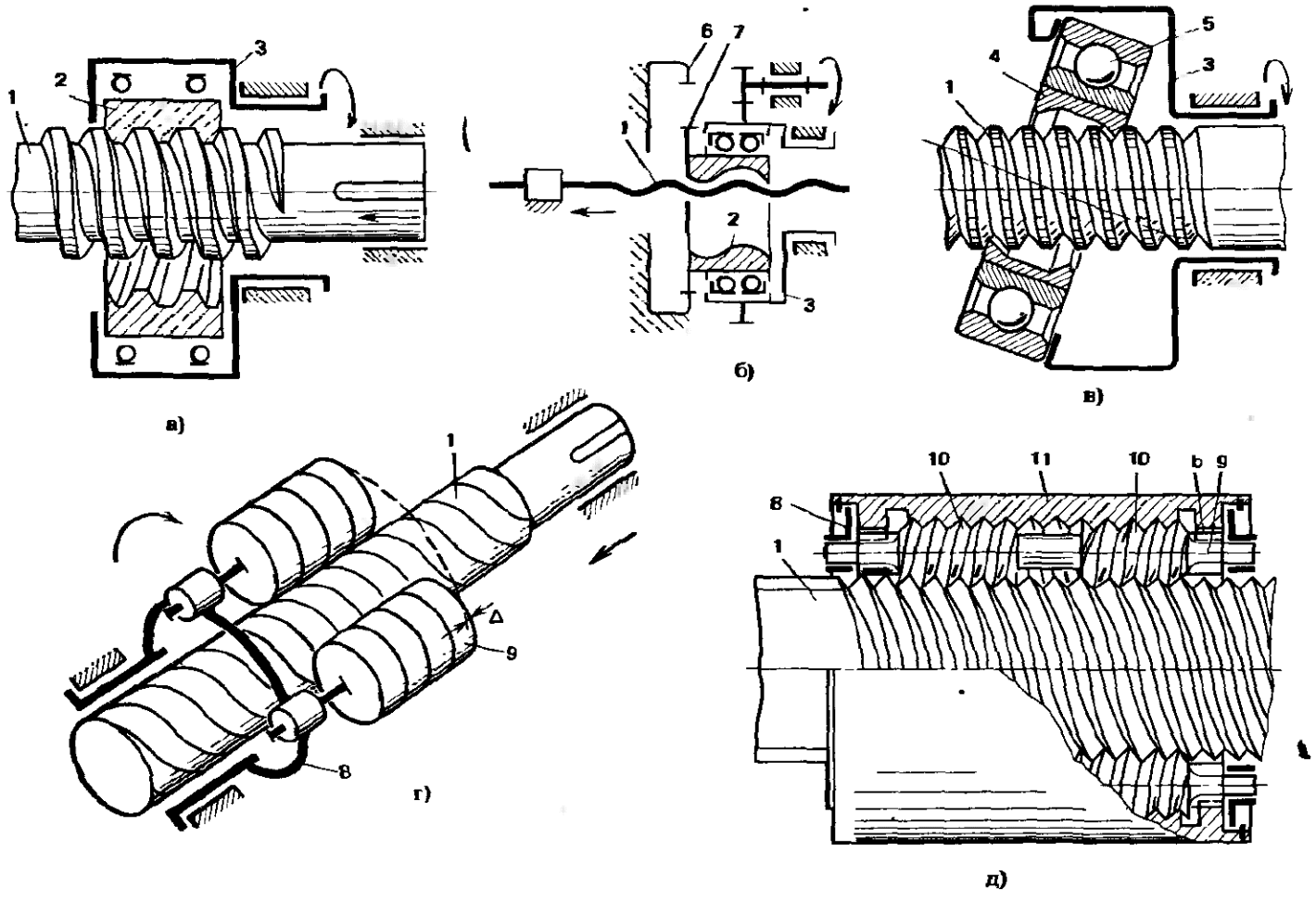
Перемещение винта или гайки обусловлено разностью длин контактирующих винтовых линий. Без учета проскальзывания перемещение равно произведению этой разницы на $\sin\psi$ (ψ – угол подъема резьбы). Канавки на одном из звеньев могут быть кольцевыми. В этом случае за один оборот выходное звено смещается на ход резьбы.

В зубчато-винтовой П. (сх. *б*) передаточное отношение не зависит от трения между элементами. Вращение гайки *2* строго определено, так как она соединена с сателлитом *7*, перекатываемым по неподвижному колесу *6*.

Возможные схемы зубчато-винтовой П. могут быть получены заменой одной зубчатой пары в любом планетарном м. на винтовую пару.

В роликовой П. на сх. *в* ось кольца *4* расположена под углом к оси винта *1*.

Выступы кольца прижаты к боковым поверхностям резьбы. Кольцо установлено в подшипнике *5*, который ориенти-



рован в пространстве водилом *3*. За один оборот водила выступ кольца займет прежнее положение, а винт сместится на ход резьбы. Если вращать винт *1*, то он будет ввбрачиваться в кольцо *4*, как в обычную гайку. Кольцо при этом будет вращаться, за счет чего уменьшатся потери на трение, но вращение кольца не может оказать влияние на величину перемещения винта.

В сх. *г* ролики *9* могут иметь винтовую резьбу или кольцевые канавки. В первом случае получается фрикционная П., а во втором П., работающая без проскальзывания. Ролики *9* размещены на водиле *8*. В осевом направлении ролик смещен по отношению к соседнему на величину $\Delta = \frac{S}{n}$, при числе заходов резьбы винта $z_в = 1$, где S – шаг резьбы, а n – количество роликов; $\Delta = 0$ при $z_в = n$. Если остановить водило и вращать винт, то он будет вворачиваться как в обычную гайку, перемещаясь за один оборот на величина хода резьбы. Если вращать гайку, т. е. водило *8* с роликами *9*, то винт также будет перемещаться за один оборот водила на величину хода резьбы.

П. на сх. *д* имеет винт *1*, гайку *11* с многозаходной треугольной резьбой и резьбовые ролики-сателлиты *10*, размещенные в гайке. На роликах нарезана резьба с выпуклым профилем для обеспечения начального точечного контакта. Углы винтовой линии на гайке и на роликах одинаковы. Для этого резьба гайки должна иметь число заходов, равное отношению средних диаметров резьбы гайки и ролика. Это обеспечивает в совокупности с зубчатой парой *в* и *д* отсутствие проскальзывания или осевого перемещения роликов. Ролики установлены в сепараторе-водиле *8*. Угол винтовой линии винта должен быть иным, чем у гайки и ролика.

Число роликов обычно принимают максимальным из условия сборки и равным $z_г + z_в$, где $z_г$, $z_в$ – числа заходов резьб гайки и винта при различном их направлении.

За один оборот винта гайка без учета скольжения перемещается на величину $s = \frac{(u+2)(u \pm z_в)S}{2(u+1)}$, где u равно отношению средних диаметров резьб винта и ролика, S – шаг резьбы, знак «+» при одинаковых направлениях резьб винта и ролика, знак «–» при различных (см. сх.).

Ролик *10* может иметь два участка резьбы, что позволяет, например, сместив резьбу на одном участке относительно другого, получить необходимый натяг, а следовательно, беззазорность, а также более благоприятное распределение нагрузки по виткам резьбы.

П. на сх. *д* имеет высокие показатели жесткости, кинематической точности и КПД.

ПЛАНЕТАРНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – м. для передачи и преобразования вращательного движения, содержащий зубчатые колеса с перемещающейся осью вращения хотя бы одного из них. П. содержит центральные колеса *a*, *b*, *e*, оси которых неподвижны (сх. *а*, *б*, *в*, *г*), сателлиты *g*, *f* – колеса с перемещаемыми осями и водило *h* – звено, в котором установлены сателлиты.

На сх. *а*, *б*, *в*, *г* – простейшие П. Слева дана конструктивная сх., а справа – ее условное обозначение.

Особенность П. – многопоточность передачи энергии несколькими зубчатыми парами параллельно. Поэтому у П. малые габаритные размеры и масса.

Свойства П. в основном характеризует передаточное отношение $i^{(h)}$ при мысленно остановленном водиле (см. *Обращения движения метод*).

Это отношение определяют как отношение чисел зубьев z взаимодействующих колес: 1) при входном *a* и выходном *b* звеньях для сх. *а* $i^{(h)}_{ab} = -\frac{z_b}{z_a}$; для сх. *б* $i^{(h)}_{ab} = -\frac{z_g}{z_a}\frac{z_e}{z_f}$; 2) при входном *b* и выходном *e* звеньях для сх. *в* $i^{(h)}_{be} = \frac{z_g}{z_a}\frac{z_e}{z_f}$; 3) при входном *g* и выходном *b* звеньях для сх. *г* $i^{(h)}_{gb} = z_b/z_g$.

Для сх. *а*, *б* $i^{(h)}$ отрицательно, а для сх. *в*, *г* $i^{(h)}$ положительно.

Используют сх. *а*, *б* обычно при выходном водиле и остановленном колесе *b*, при этом $i_{ah}^{(b)} = 1 - i_{ab}^{(h)}$.

В сх. *а* можно получить $i_{ab}^{(h)} < 10$, а в сх. *б* $i_{ab}^{(h)} < 45$. Передачи по этим схемам имеют высокий КПД (0,97–0,98).

Сх. *в*, *г* используют при входном водиле, при этом для сх. *в* $i_{hb}^{(e)} = \dfrac{1}{1 - i_{be}^{(h)}}$, для сх. *г* $i_{hg}^{(b)} = \dfrac{1}{1 - i_{gb}^{(h)}}$. Так как $i_{be}^{(h)}$ и $i_{gb}^{(h)}$ могут быть близки к 1, то $|i_{hb}^{(e)}|$ и $|i_{hg}^{(b)}|$ могут быть очень большими. КПД η таких сх. значительно ниже, чем сх. *а*, *б*.

Для сх. *в*

$\lvert i_{hb}^{(e)} \rvert$	30	50	100	200	500	1000
η	0,9	0,75	0,60	0,45	0,25	0,12

Известна также П. с двумя внешними зацеплениями. Для нее передаточное отношение определяется как и для сх. *в*, но КПД ее значительно ниже и применять ее не следует.

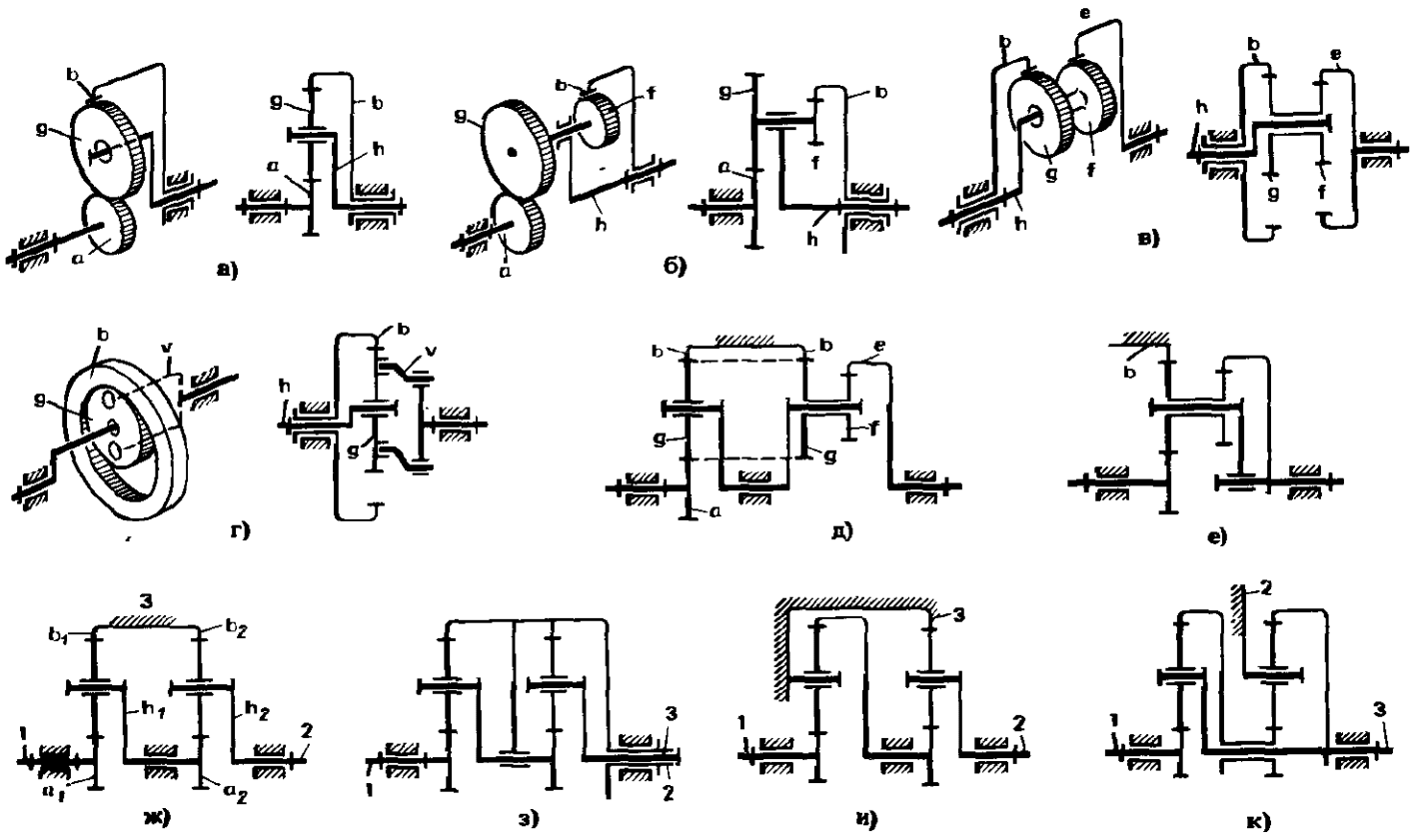
Для сх. *г* при $|i_{hg}^{(b)}| = 10 \div 180$ $\eta = 0{,}95 \div 0{,}85$ при высокой степени точности.

В сх. *г* сателлит *g* обычно соединяют с выходным валом посредством м. параллельных кривошипов *V*. Для получения больших передаточных отношений при высоком КПД обычно соединяют сх. *а*, *б* последовательно (см., например, сх. *ж*).

Соединяя сх. *а*, *в*, можно получать новые сх., обладающие качествами входящих в их состав м. Например, соединяя м., выполненные по сх. *а* и *в*, получают передачу, представленную на сх. *д*.

Выполнив числа зубьев венцов *g* в обоих м. одинаковыми и совместив оси сателлитов, можно конструктивно упростить передачу, объединив венцы *g* и колеса *b* (сх. *е*). Получается передача, для которой $i_{ae}^{(b)} = i_{ah}^{(b)} i_{he}^{(b)}$, где $i_{ah}^{(b)} = 1 + \dfrac{z_b}{z_a}$; $i_{he}^{(b)} = \dfrac{1}{1 - \dfrac{z_f}{z_e}\dfrac{z_b}{z_g}}$; $\eta_{ae}^{(b)} = \eta_{ah}^{(b)} \eta_{he}^{(b)}$.

Например, требуется получить передачу с $|i| = 500$. Для этой цели может подойти сх. *в*, но ее КПД низок ($\eta \approx 0{,}25$). Если же соединить сх. *а* и *в*, как это сделано на сх. *е* при $i_{ah}^{(b)} = 5$ и $i_{he}^{(b)} = -100$, то получается $\eta_{ah}^{(b)} = 0{,}97$, $\eta_{he}^{(b)} = 0{,}6$, а общий КПД определяют как произведение $0{,}97 \cdot 0{,}6 = 0{,}582$. Таким образом, КПД выше, чем в сх. *в* при том же передаточном отношении.



Для сх. *е*

$\|i\|$	50	100	200	300	500	1000
η	0,90	0,85	0,75	0,65	0,6	0,45

Еще выше можно получить КПД, если соединить, например, несколько м. по сх. *а* (сх. *ж*).

Из схем последовательного соединения могут быть получены схемы замкнутых передач вращения. Для этой цели достаточно поменять функции ведомого и неподвижного звеньев. Например, из сх. *ж* при ведущем звене *1* получаем сх. *з*, если сделаем неподвижным звено *2*, а ведомым – звено *3*.

Рассматривая полученную схему как механизм с тремя основными звеньями, определяем передаточное отношение $i^{(2)}_{1-3} = 1 - i^{(3)}_{1-2}$.

Так как обычно сложные схемы используют для больших передаточных отношений, то изменение функций ведомого и остановленного звеньев приводит к незначительному изменению $|i|$ и КПД.

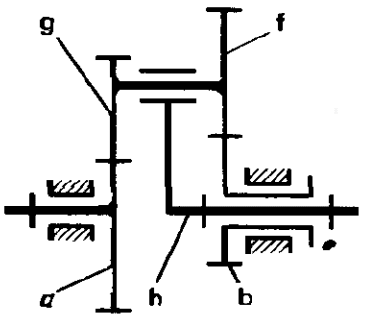
Например, из сх. *е* с $i^{(b)}_{ae} = -500$ можно получить сх. с $i^{(e)}_{ab} = 501$.

Передаточное отношение сх. *ж* $i^{(3)}_{1-2} = i^{(b_1)}_{a_1 b_1} i^{(b_2)}_{a_2 b_2}$, например $i^{(3)}_{1-2} = 7 \cdot 4 = 28$, передаточное отношение сх. *з* $i^{(2)}_{1-3} = 1 - i^{(3)}_{1-2}$, например $i^{(2)}_{1-3} = 1 - 28 = -27$.

Абсолютная величина передаточного отношения в сх. *з* несколько уменьшилась, КПД изменился незначительно, для сх. *ж* $\eta = 940$, для сх. *з* $\eta = 0{,}938$. С учетом этого целесообразнее применять схему последовательного соединения. Сх. *з* применяют из компоновочных соображений. При встраивании в барабан или колесо машины она более проста по конструкции.

Из передач с аналогичными свойствами могут быть использованы сх. *и*, *к*. В сх. *и* водило первого м. неподвижно, и поэтому инерционные нагрузки на подшипники сателлитов равны нулю. Сх. *к* получена из сх. *и* путем изменения функций выходного и неподвижного звеньев. В ней водило первого м. вращается медленно (инерционные нагрузки малы). Эти две схемы предпочтительно применять в высокоскоростных приводах. С увеличением $|i|$ при неизменном моменте на выходном звене габаритные размеры П. увеличиваются. Для сх. *б* минимальные размеры получаются при наибольшей разности в диаметрах венцов *g* и *f*. В сх. *ж*, *з*, *и*, *к* целесообразно выполнять первый м. с $|i|$ в 1,5–2,5 раза большим, чем $|i|$ второго м., так как второй м. нагружен большим моментом и его размеры определяют размеры передачи в целом.

ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА С НЕКРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ – планетарная зубчатая передача с переменным передаточным отношением,



составленная из зубчатых пар некруглых колес. Сх. аналогична сх. обычных планетарных передач. Передаточное отношение определяется также с учетом переменного передаточного отношения при остановленном водиле: $i^{(h)}_{ab} = \frac{\rho_g}{\rho_a}\frac{\rho_b}{\rho_f}$, где ρ – радиусы колес в точке их относительного перекатывания, индексы при *i* и ρ соответствуют звеньям на сх., $i^{(h)}_{ab}$ – отношение угловых скоростей звеньев *a* и *b* при остановленном звене *h*.

ПЛАНЕТАРНЫЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ – см. *Вибровозбудитель*.

ПЛАНЕТАРНЫЙ М. – устр., содержащее взаимодействующие между собой колеса с перемещающейся в пространстве осью вращения хотя бы одного из них. П. делят на следующие группы: планетарные зубчатые передачи; планетарные фрикционные передачи; планетарные винтовые передачи; зубчато-рычажные планетарные м.

ПЛАНЕТАРНЫЙ М. В ШАРНИРЕ МАНИПУЛЯТОРА – размещенный в шарнире манипулятора зубчатый м., оси

колес которого перемещаются в пространстве в результате движения звеньев, образующих шарнир.

В приведенных сх. *а—г* шарнирно соединены звенья манипулятора *4* и *h*. Одно из звеньев *4* принято за стойку, второе *h* поворачивается относительно него. Через шарнир, соединяющий эти звенья, передается вращение от вала *1* валу *2*. Ось вала *2* перемещается в пространстве со звеном *h*, которое играет роль водила планетарной передачи. Движение вносит изменения в скорость передаваемого движения. Эти изменения обычно в сх. манипулятора исключают (см. *Уравнительный м. манипулятора*). За один оборот водила *h* относительно звена *4* вал *2* повернется относительно водила *h* на z_a/z_g оборотов при неподвижном вале *1*, где z_a и z_g — числа зубьев колес *a* и *g*.

В сх. *а* движение водилу *h* передается через пару конических зубчатых колес $d - k$. Вращение от вала *1* валу *2* передается через пару конических зубчатых колес $c - b$, вал *3*, ось которого совпадает с осью шарнира, и пару колес $a - g$. Оси валов *1* и *2* размещены в параллельных плоскостях, расположенных на расстоянии *l* друг от друга.

При повороте водила *h* валу *2* сообщается дополнительное вращение за счет обкатывания колеса *g* по колесу *a*.

Сх. *б* отличается от сх. *а* тем, что оси валов *1* и *2* размещены в одной плоскости.

В сх. *в* в дополнение к этому конструктивно упрощена передача от вала *1* к валу *2* — колеса *b* и *a* совмещены в одном колесе *a*.

В сх. *г* ось шарнира размещена под углом по отношению к оси вала *1*. Ось вала *3* совпадает с осью шарнира, а ось вала *2* совершает прецессионное вращение вокруг т. пересечения осей.

В сх. *д* шарнирно соединены три звена манипулятора: *4* (стойка), *h* (промежуточное звено) и h_f. Вращение от вала *1* к валу *2* передается через зубчатые пары $c - b$, $m - n$ и $a - g$. Оси блоков колес *bm*, *na* совпадают с осями шарниров звеньев.

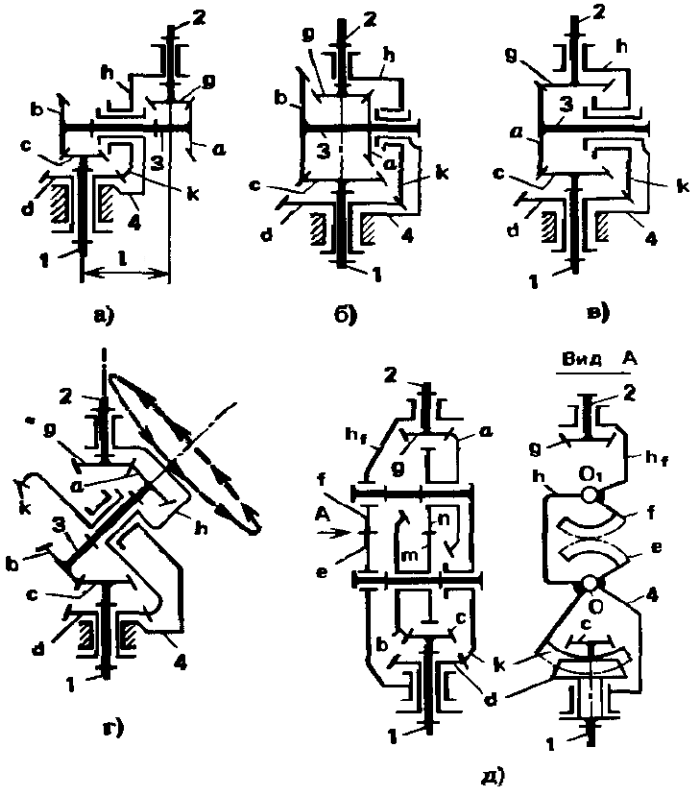
Поворачивают водило *h* вращением звена *d* за счет передачи этого вращения зубчатой парой $d - k$. При повороте водила зубчатый сектор *f*, соединенный со звеном h_f, обкатывается по зубчатому сектору *e*, соединенному со звеном *4*. В результате звено h_f тоже поворачивается подобно сателлиту планетарной передачи с параллельными осями колес *O* и O_1.

Угол поворота звена h_f определяют из зависимости

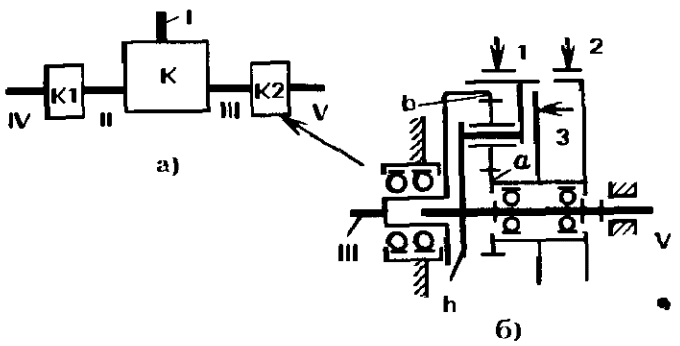
$$\varphi_{h_f}\left(1-\frac{r_e}{r_f}\right)\varphi_h,$$

где r_e, r_f — радиусы начальных окружностей секторов *e* и *f*; φ_h — угол поворота водила *h*.

Если принять одинаковыми отношения r_e/r_f и r_m/r_n, где r_m и r_n — радиусы начальных окружностей колес *m* и *n*, то колесо *n* при неподвижном вале *1* будет иметь ту же угловую скорость, что и звено h_f, т. е. будет неподвижно относительно звена h_f. В связи с этим никакого дополнительного поворота вала *2*, связанного с поворотом водила, не будет. Сх. *д* не требует установки уравнительного м.



ПЛАНЕТАРНЫЙ М. ПОВОРОТА (автотракт.) – планетарный передаточный м., устанавливаемый в каждой из двух ветвей разветвленной трансмиссии и обеспечивающий независимое изменение скорости звездочек гусеничного хода.



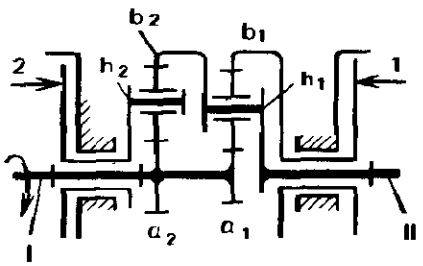
Двигатель соединен с валом *I* – входным звеном многоскоростной передачи *K*. В передаче *K* кинематическая цепь разветвляется (выходные звенья *II* и *III*, вращающиеся с одинаковой скоростью). В каждой ветви установлен м. поворота *K1* и *K2*. Они имеют одинаковую конструкцию и расположены симметрично относительно оси машины. Каждый м. поворота обычно обеспечивает две-три скорости вращения вала приводной звездочки *IV* или *V*. Так как эти скорости получаются независимо в левой и правой ветвях, то ускоряется или замедляется движение одной гусеницы относительно другой или останавливается одна из гусениц при неизменной скорости другой. Каждый механизм содержит однорядную планетарную передачу, входным звеном которой является центральное колесо *b*, выходным – водило *h*, а управляемым – центральное колесо *a*. Между колесом *a* и водилом *h* установлена фрикционная муфта *3*, блокирующая передачу при транспортном режиме движения. Остановка колеса *a* тормозом *2* ведет к включению в кинематическую цепь планетарной передачи с передаточным отношением $i_{bh}^{(a)} = 1 + z_a/z_b$, где z_a и z_b – числа зубьев соответственно колес *a* и *b*.

Если выбрано отношение $z_a/z_b = 0{,}6$, то $i_{bh}^{(a)} = 1{,}6$, соответственно скорость при этом уменьшается в 1,6 раза. Приводная звездочка останавливается тормозом *1*.

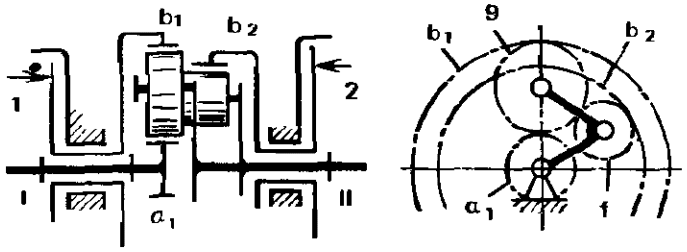
ПЛАНЕТАРНЫЙ РЕДУКТОР-РЕВЕРС – планетарный м., позволяющий путем переключения элементов управления получать режимные сх. с положительным и отрицательным передаточным отношением, по абсолютной величине превышающим единицу.

В примере на сх. *а* соединены два планетарных однорядных м. Их центральные колеса a_1 и a_2 соединены с входным звеном *I*, а с выходным звеном *II* соединены водило h_1 одного м. и центральное колесо b_2 другого м. Центральное колесо b_1 соединено с тормозом *1*, а водило h_2 соединено с тормозом *2*. При включении тормоза *1* или *2* в передаче движения участвует один из м. – тот, у которого затормаживается одно из звеньев. Соответственно получаются передаточные отношения: $i^{(1)} = 1 + z_{b_1}/z_{a_1}$ при включении тормоза *1* и $i^{(2)} = -z_{b_2}/z_{a_2}$ при включении тормоза *2*. Здесь z_{b_1}, z_{a_1}, z_{b_2}, z_{a_2} – числа зубьев центральных колес b_1, a_1, b_2, a_2.

В примере на сх. *б* структура сх. та же, что и на сх. *а*, но второй м. (с отрицательным передаточным отношением) имеет парный сателлит – в виде двух зацепляющихся колес *g* и *f*. Водила обоих м. соединены с выходным звеном *II*, центральное колесо a_1 – общее для обоих м. и соединено с входным звеном, сател-



а)



б)

лит g общий для обоих м. (см. *Конструктивное упрощение схемы*). Центральные колеса b_1 и b_2 соединены соответственно с тормозами *1* и *2*. При включении тормоза *1* получается передаточное отношение $i^{(1)} = 1 + z_{b_1}/z_{a_1}$, а при включении тормоза *2* $i^{(2)} = -z_{b_2}/z_{a_2}$.

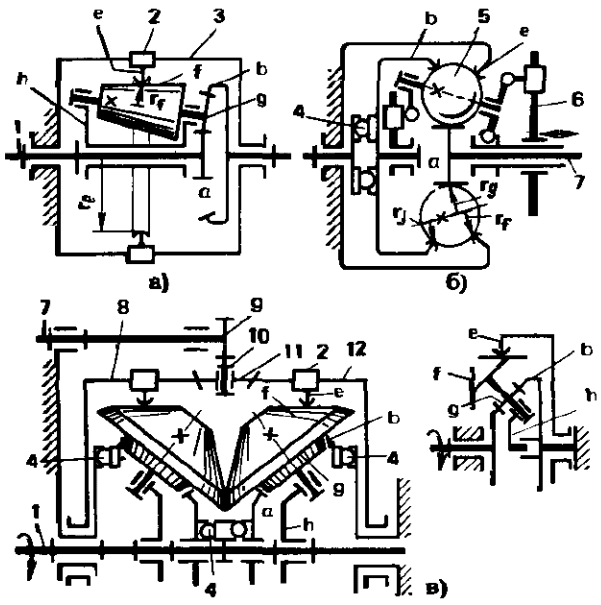
Известны также П. на основе замкнутых передач, а также блокируемых передач (см., например, *Многоскоростная планетарная передача*).

ПЛАНЕТАРНЫЙ ФРИКЦИОННЫЙ ВАРИАТОР – соосный фрикционный м., служащий для регулирования передаточного отношения и содержащий звенья с перемещаемыми в процессе работы осями вращения.

П. выполняют по любой известной сх. планетарных м. В этих м. задают форму звеньев (обычно сателлитов), которая позволяла бы менять соотношение радиусов взаимодействующих поверхностей.

В основу сх. *а*, *б*, *в* положен один и тот же планетарный м., который содержит три центральных колеса *a*, *b*, *e* и сателлиты с рабочими поверхностями *f* и *g*.

На сх. *а* звенья *a*, *g* и *b* взаимодействуют посредством зубьев, а между звеньями *f* и *e* – вследствие трения. Сателлит *f* выполнен конусным и имеет образующую, параллельную оси м.



Благодаря этому звено *e*, установленное на ползуне *2*, может перемещаться вдоль оси. При его перемещении изменяется радиус r_f и поэтому меняется передаточное отношение. Ведущим обычно выполняют звено *1*, неподвижным – звено *3*, а ведомым – звено *b*. В этом случае передаточное отношение

$$i_{ab}^{(e)} = \frac{1 + \frac{z_g}{z_a}\frac{r_e}{r_f}\zeta}{1 - \frac{z_g}{z_b}\frac{r_e}{r_f}\zeta},$$

где z_a, z_g, z_b – числа зубьев соответственно колес *a*, *g*, *b*; r_e, r_f – соответственно радиусы контактирующих звеньев *e* и *f*; ζ – коэффициент относительного скольжения звеньев *e* и *f*. Подбирая параметры в приведенной формуле, можно осуществлять регулирование в широких пределах вплоть до реверсирования движения. Достаточно высокий КПД (0,9–0,5) при этом будет иметь место в сравнительно небольшом диапазоне изменения частоты вращения ведомого звена от n_{max} до 0,1 n_{max}, где n_{max} – наибольшая частота вращения.

На сх. *б* – шаровой П. Сателлит *5* выполнен в виде шара. Ось шара поворачивают, перемещая ползун *6*. Все три контактирующих пары фрикционные. В процессе поворота оси меняется соотношение радиусов r_j, r_g, r_f. Передаточное отношение при ведущем звене *1* и ведомом звене *7* определяется по формуле

$$i_{1-7}^{(e)} = \frac{1 - \frac{r_j}{r_b}\frac{r_e}{r_f}\zeta_1}{1 + \frac{r_g}{r_a}\frac{r_e}{r_f}\zeta_2},$$

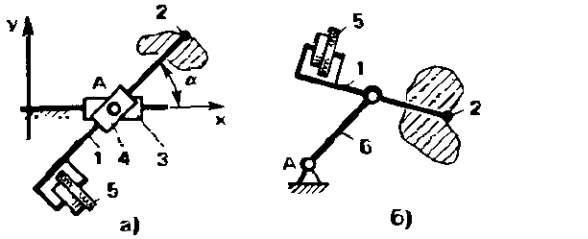
где ζ_1 – коэффициент, учитывающий относительное скольжение пар звеньев $j - b$, $e - f$; ζ_2 – то же, в парах звеньев $g - a$, $e - f$. КПД такого П. ниже КПД по сх. *а*. Для получения необходимой силы взаимного поджатия звеньев в зависимости от вращающего момента на ведущем валу установлен самозатягивающийся м. *4*.

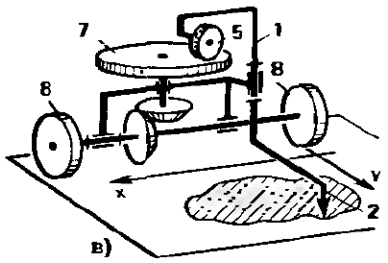
На сх. *в* – вариатор Е. И. Пирожкова. Он представляет собой симметричное

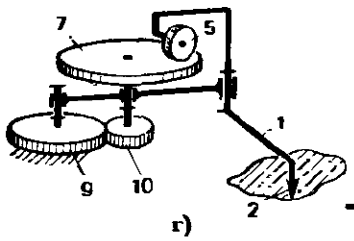
параллельное соединение двух м. (сх. *в* справа). Между звеньями *a* и выходным валом *1* установлены самозатягивающиеся м. Такие же м. установлены между колесами *b* и стойкой. Колеса *e* могут перемещаться по направляющим звеньев *8* и *12*. Звенья *8* и *12* взаимодействуют с сателлитом *11* и приводят во вращение водило *10*. Движение далее через зубчатое колесо *9* передается выходному звену *7*. Сателлит *11* выравнивает нагрузку между звеньями *8* и *12*. Осевые составляющие сил взаимодействия звеньев замыкаются внутри м. Все пары контактирующих звеньев выполнены фрикционными.

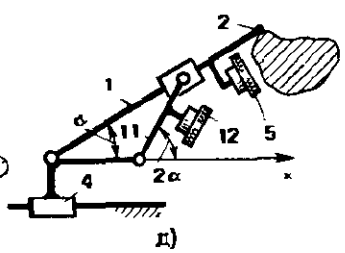
ПЛАНИМЕТР – прибор для измерения площадей плоских фигур и их моментов различных порядков относительно точки или оси.

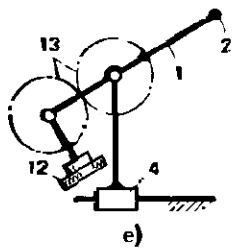
П. линейный состоит из штанги *1* (сх. *а*), свободно перемещаемой в кулисе *4* с шарнирной опорой *A* на ползуне *3*. Опора *A* неподвижна при измерении, но ее можно перемещать вдоль оси *x* и снова закреплять.

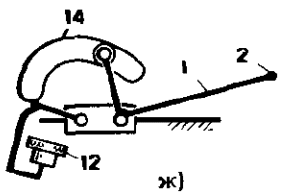












На штанге *1* расположены с одной стороны обводной наконечник *2*, а с другой – интегрирующий роликовый фрикционный м., состоящий из ролика *5*, последовательно соединенных с ним редуктора и шкалы, на которой указывается поворот ролика. Этот угол пропорционален площади обведенного замкнутого контура.

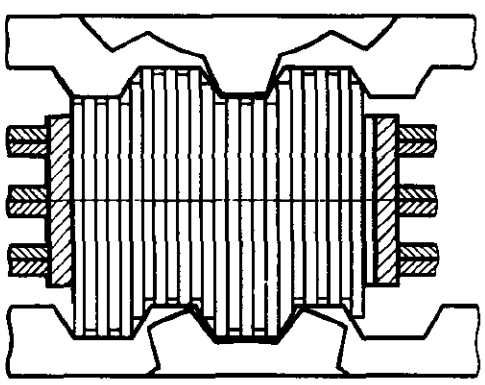
П. полярный (сх. *б*) отличается тем, что штанга *1* шарнирно соединена с коромыслом *6*, качающимся вокруг неподвижной т. *A*.

В линейном П. высокой точности (сх. *в*) ролик *5* катится по диску *7*, кинематически связанному с катками *8*, обеспечивающими поступательное движение вдоль оси *y*. В полярном П. высокой точности (сх. *г*) диск *7* взаимодействует через шестерню *10* с неподвижным зубчатым колесом *9*. В моментных планиметрах (сх. *д*) измеряют момент инерции плоской фигуры, связав перемещение штанги *1* с помощью м., изменяющего угол α поворота рычага в 2 или 3 раза, с интегрирующим роликом *12*, угол поворота которого соответствует измеряемому моменту.

В качестве такого м. служит рычажное устройство *11*, зубчатая пара *13* (сх. *е*) или кулачковый м. *14* (сх. *ж*). Последний позволяет измерять момент без дополнительных вычислений.

ПЛАСТИНЧАТЫЙ ВАРИАТОР – вариатор с промежуточным звеном в виде набора относительно перемещаемых пластин.

П. выполняют по сх. фрикционных вариаторов (см., например, *Клиноремен-*



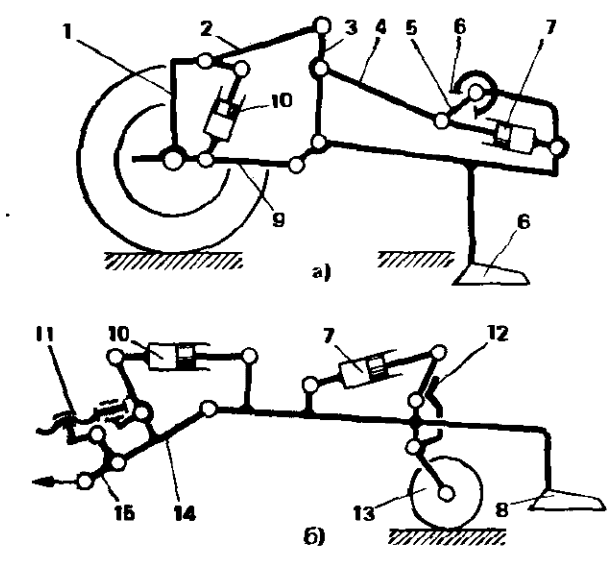
ный вариатор). Пластины устанавливают в промежуточном звене. Они взаимодействуют с выступами и впадинами на сопряженных звеньях. При выполнении П. по схеме клиноременного вариатора в качестве гибкой связи используют цепь, в звенья которой устанавливают пластины, а шкивы выполняют с коническими зубьями. Такой П. наз. цепным вариатором. П. позволяет получать передачу вращающего момента без относительного скольжения взаимодействующих звеньев.

ПЛАСТИЧНОСТЬ (от греч. plastikos – годный для лепки, plassō – леплю, образую) – свойство твердых тел под действием внешних сил изменять, не разрушаясь, свою форму и размеры и сохранять остаточные деформации после устранения этих сил.

ПЛОСКОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – см. *Коническое зубчатое колесо.*

ПЛОСКОРЕЗА - ГЛУБОКОРЫХЛИТЕЛЯ М. (с. х.) – устр. для присоединения рабочего оборудования без отвальной обработки почвы к трактору, его подъема и опускания, а также регулирования глубины рыхления.

На сх. *а* – навесное исполнение П., а на сх. *б* – прицепное исполнение П. Нож *8* присоединен к звену *3*, входящему в состав двухкоромыслового м. подвески. Звено посредством коромысел *2* и *9* присоединено к раме трактора *1*. Поворот коромысла *2*, а следовательно, и подъем или опускание звена *3* вместе с ножом *8* осуществляют гидроцилиндром *10*. Гидроцилиндр *7* служит для поворота ножа *8* при его заглублении и выглублении. При работе гидроцилиндра *7* движение передается звеньям *5*, *4*, *3*, *8* и *9*. Поворот звена *5* ограничен упорами *6*.



В сх. *б* гидроцилиндр *10* переводит оборудование из рабочего положения в транспортное и наоборот. При этом звено *8* поворачивается относительно звена *14*. Положение звена *14* по отношению к прицепному звену *15* регулируют винтовой парой *11*. Оборудование опирается на колесо *13*. Величину заглубления ножа *8* задают гидроцилиндром *7*, воздействующим на рычаг *12*, с которым шарнирно связано опорное колесо *13*.

ПЛОСКОСТНАЯ ПАРА – трехподвижная пара, допускающая плоское движение одного звена относительно другого [см. *Кинематическая пара (пара)*].

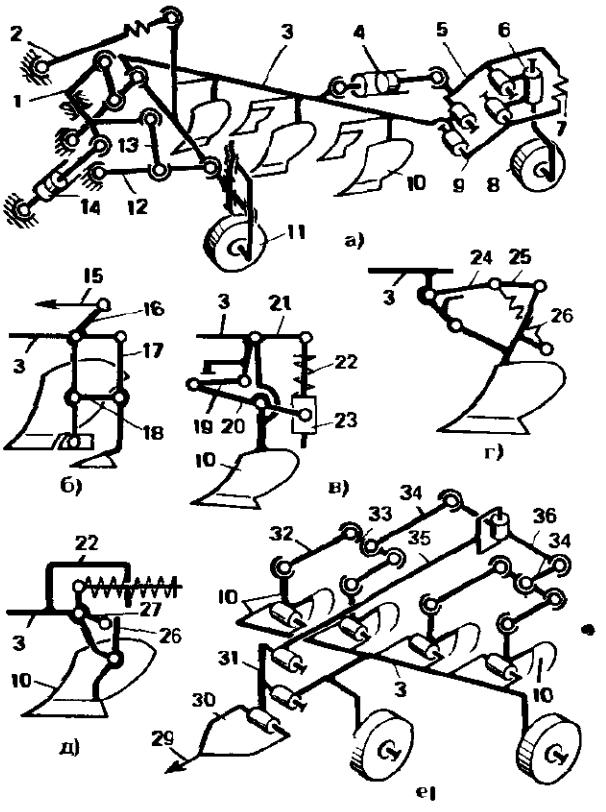
ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА – движение тела, при котором все его точки движутся в плоскостях, параллельных некоторой плоскости, неподвижной в рассматриваемой системе отсчета.

ПЛОСКИЙ М. – м., точки звеньев которого описывают траектории, лежащие в параллельных плоскостях.

ПЛУГА М. (с. х.) – устр. для присоединения плуга к трактору, его подъема и опускания, регулирования глубины вспашки и предохранения от разрушения при встрече с препятствием.

На сх. *а* корпус *10* плуга присоединен к раме *3*. Рама опирается на переднее колесо *11* при вспашке. Положение колеса определяет глубину вспашки.

Рама подвешена на тракторе посредством пространственного м., содержащего два нижних коромысла *12* и одно верхнее коромысло *2*. Нижние коромысла через тяги *13* и рычаг *1* поворачиваются гидроцилиндром *14*. При этом поднимается или опускается рама *3*. Заднее колесо *8* служит для поддержания рамы в транспортном положении. При вспашке колесо поднимают, а в транспортном положении – опускают посредством гидроцилиндра *4*. Колесо *8* при-



соединено к раме посредством двухкоромыслового м. (шатун *6* и коромысла *5*, *9*). Коромысла *5* и *9* связаны между собой пружиной *7*.

На сх. *б* показано присоединение к раме плуга стойки почвоуглубителя *17*. Стойка подвешена на двух параллельных кривошипах *18* и *16*. Заглубление регулируют тягой *15*.

На сх. *в*, *г* и *д* даны предохранительные устр., позволяющие корпусу *10* отходить назад и выглубляться при встрече с препятствием.

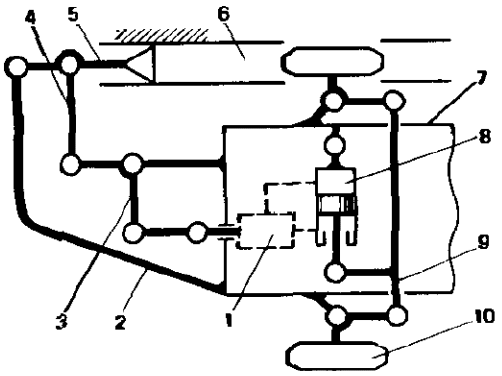
В сх. *в* корпус *10* связан с рамой посредством семизвенного м., причем корпус соединен жестко с коромыслом этого м. Вместе с коромыслом *19*, шатуном *20* и рамой корпус *10* образует двухкоромысловый м. Между шатуном *20* и коромыслом *21* установлены звено *23* и пружина *22*. При перегрузках и отклонении корпуса пружина сжимается.

В сх. *г* корпус *10* соединен с рамой *3* посредством шарнира и двух звеньев *25* и *24*. Все эти звенья вместе образуют двухкоромысловый м. При перегрузках корпус поворачивается, а пружина *26* растягивается.

В сх. *д* корпус *10* через упор *28* воздействует на рычаг *27*. При повороте рычага *27* сжимается пружина *22*.

Для равномерного нагружения всех корпусов многокорпусного плуга они соединены совместно посредством балансиров (сх. *е*). Каждый из корпусов *10* шарнирно присоединен к раме. От поворота он удерживается тягой *32*. Тяги *32* попарно соединены балансирной балочкой *33*. Две балочки *33* соединены тягами *34* с балансирным рычагом *36*, который через тягу *35* и рычаг *31* связан со звеном *30*, присоединенным к раме трактора *29*.

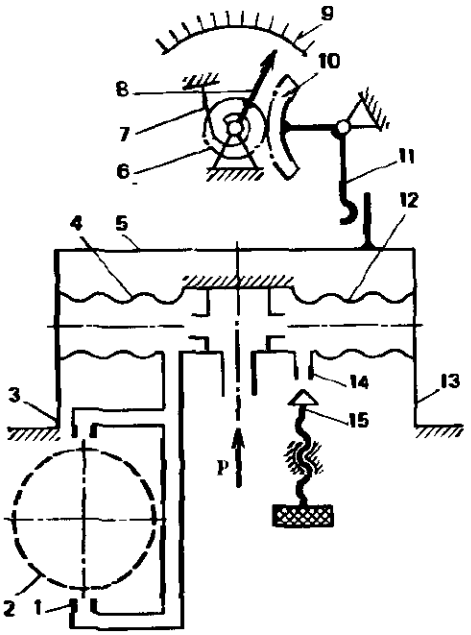
ПЛУГА НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. (с. х.) – устр. для автоматической ориентации и движения трактора с навесным плугом параллельно вспаханной ранее борозде.



Датчик *5* в виде рычага установлен шарнирно на раме *2* трактора *7*. Датчик *5* движется вдоль борозды *6*. При отклонении трактора от направления, параллельного борозде *6*, датчик воздействует на гидрораспределитель *1* через тягу *4*, рычаг *3*. Гидрораспределитель управляет подачей жидкости в гидроцилиндр *8* привода рулевого управления колес *10*. Шток гидроцилиндра воздействует на поперечную тягу *9* рулевого управления и, поворачивая машину, корректирует направление ее движения.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ ПРИБОР – устр. для измерения размеров деталей путем определения степени дросселирования воздушной струи между измеряемой деталью и элементами пневматической системы.

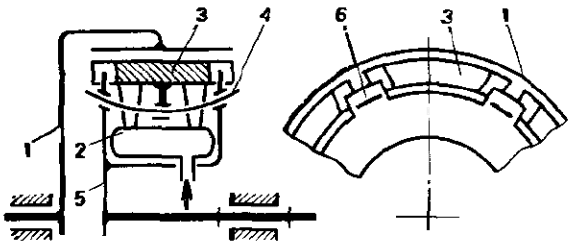
Измеряемую деталь *2* устанавливают между отверстиями *1* пневматической



системы. Воздух под давлением *p* подают в сильфоны *4* и *12*. Сильфоны *4* и *12* закреплены на раме *5*, подвешенной на листовых пружинах *3* и *13*. При различии давления в сильфонах рама *5* перемещается. Это перемещение через рычаг *11*, зубчатый сектор *10* и шестерню *6* передается стрелке *8*. По положению стрелки относительно шкалы *9* судят об измеряемой величине. Силовое замыкание м. осуществляется спиральной пружиной *7*. Установив эталонную деталь на место детали *2*, регулируют величину отверстия *14* винтом *15* так, чтобы давление в обоих сильфонах было одинаковым, а стрелка *8* находилась в нулевом положении (можно также за исходное принять определенное отношение давлений в сильфонах). Установив измеряемую деталь *2*, по изменению давления в сильфоне *4* и соответственно по отклонению стрелки *8* судят об отклонениях размеров детали *2* от размеров эталонной детали.

ПНЕВМОКАМЕРНАЯ МУФТА – сцепная муфта, управляемая путем подачи воздуха под давлением в камеру, воздействующую на колодки или диски, подвижно соединенные с одной из полумуфт.

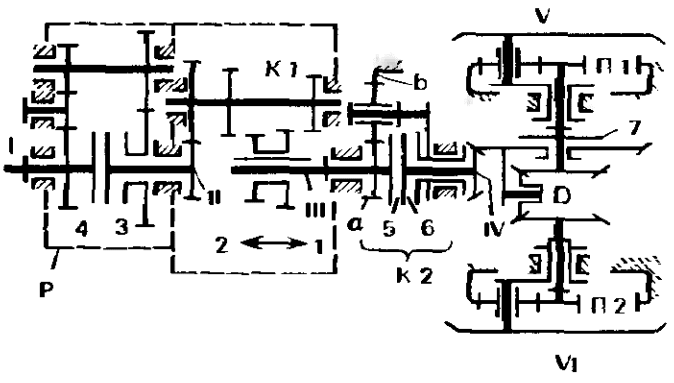
На сх. одно из звеньев *5* сцепляют с другим звеном *1* путем прижатия к



нему колодок *3*. В резиновую камеру *2* подается воздух. Камера расширяется и перемещает колодки. Колодки перемещаются радиально вдоль выступов *6* звена *5*. Возвращаются колодки листовой пружиной *4*.

ПНЕВМОКОЛЕСНОГО ШАССИ ТРАНСМИССИЯ – совокупность м., передающих движение от двигателя к колесам, позволяющая получать несколько скоростей движения и выравнивающая нагрузку между колесами.

На сх. представлена П. с приводом на два колеса. На сх. обозначения: *I* – вал двигателя; *P* – реверс; *K1* и *K2* – коробки передач; *D* – дифференциальный м.; *П1*, *П2* – конечные передачи; *II*, *III*, *IV* – валы м.; *V*, *VI* – приводные колеса шасси – выходные звенья.



Реверс *P* составлен из цилиндрических колес. Передний ход обеспечивается при включении муфты *4*, задний – при включении муфты *3*. В режиме переднего хода, таким образом, дополнительно включается в цепь одна зубчатая пара внешнего зацепления. Коробка передач составлена из двух последовательно соединенных двухскоростных передач *K1* и *K2*. В передаче *K1* скорости переключаются перемещением блока зубчатых колес в положения *2* и *1*. В передаче *K2* муфта *5* соединяет ведущее и ведомое звенья напрямую ($i = 1$), а муфта *6* соединяет ведомое звено передачи с водилом ($i = 1 + z_b/z_a$, где z_b, z_a – числа

зубьев соответственно колес *b* и *a*). Различные комбинации включения элементов управления позволяют получить четыре ступени изменения скорости.

Дифференциальный м. блокируется посредством муфты *7*. Конечные передачи *П1* и *П2* – планетарные однорядные, встроенные в ступицы колес.

ПНЕВМОЦИЛИНДР – см. *Гидроцилиндр (пневмоцилиндр).*

ПОВОДКОВАЯ МУФТА – см. *Трехзвенный пространственный м.*

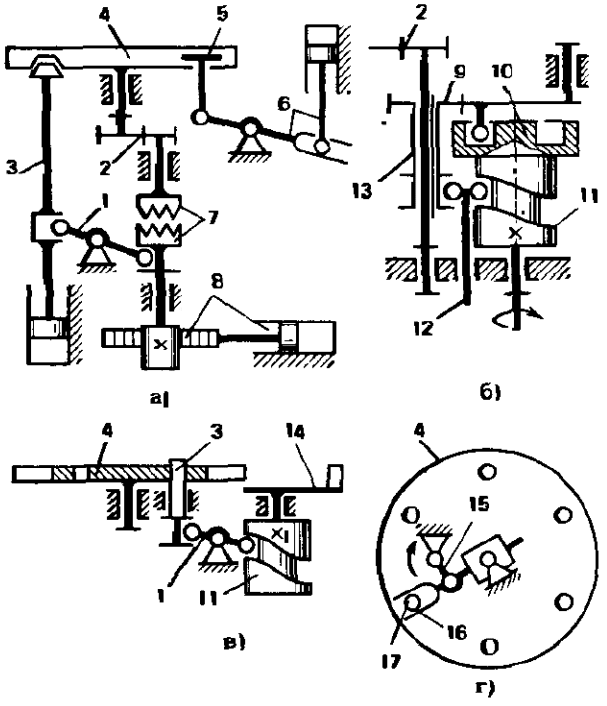
ПОВОДКОВО - ПЛАНЕТАРНЫЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ – см. *Вибровозбудитель.*

ПОВОДКОВЫЙ М. – см. *Трехзвенный пространственный м.*

ПОВОРОТА СТОЛА М. (авт.) – устр. для периодического поворота стола станка на заданный угол.

Стол *4* (сх. *а*) поворачивается от привода *8*, содержащего гидроцилиндр и реечный м., через сцепную муфту *7* и зубчатый м. *2*.

Остановку и стопорение стола в определенном положении осуществляют стопором *3*. Включение стопора *3* ведет за собой выключение муфты *7*, сблокированной со стопором посредством рычага *1*. Удерживается стол в заданном положении при действии на него сил со стороны инструмента посредством зажима *5*, приводимого ползунно-кулисным м. *6*.

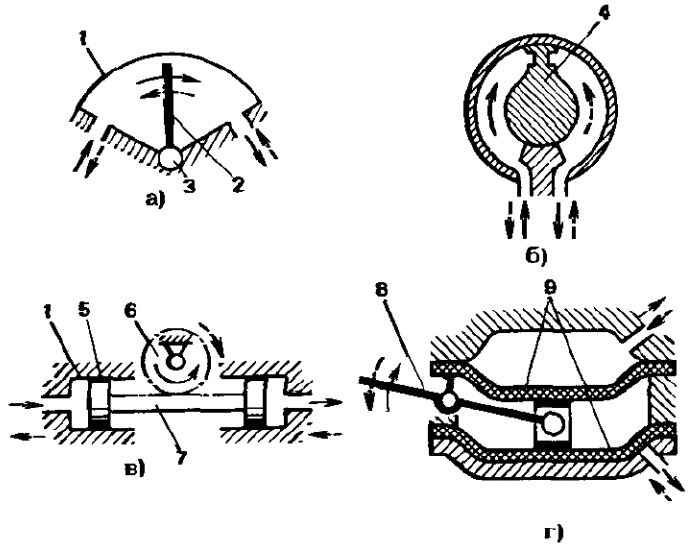


На сх. *б* дан П., приводимый и отключаемый по определенной программе, задаваемой соответственно профилем плоского кулачка *10* и профилем цилиндрического кулачка *11*. Кулачки *11* и *10* расположены на ведущем валу. Коромысло, приводимое от кулачка *10*, выполнено за одно целое с зубчатым сектором, взаимодействующим с шестерней *9*. От шестерни *9* движение передается столу через зубчатую пару *2*. Шестерня *9* расположена на шлицевой втулке *13* и выводится из зацепления с зубчатым сектором при определенном положении кулачка *11*. Движение от кулачка *11* передается шестерне через промежуточный ползун *12*. При отключении шестерни от зубчатого сектора стол останавливается.

На сх. *в* стол *4* выполнен за одно целое с кулисой мальтийского м. Кривошип *14* мальтийского м., непрерывно вращаясь, периодически взаимодействует с пазами на столе *4* и поворачивает его. В момент выхода пальца кривошипа из паза стола стопор *3* входит в отверстие стола и удерживает его в заданном положении. Стопор *3* сблокирован с кривошипом *14* посредством рычага *1* и цилиндрического кулачка *11*.

На сх. *г* непрерывно вращается ведущий кривошип *15*. Кулиса *16* совершает при этом качательное движение. Вилка кулисы периодически взаимодействует с цевками *17*, закрепленными на столе *4*. Кулиса при качании в направлении вращения кривошипа (в сторону, показанную стрелкой) движется вместе с цевкой *17* и поворачивает стол. При качании в противоположном направлении кулиса не взаимодействует с цевкой.

ПОВОРОТНЫЙ ГИДРОДВИГАТЕЛЬ (ПОВОРОТНЫЙ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЬ) – устр., преобразующее энергию потока рабочей среды (жидкости, газа) в поворотное движение выходного звена с ограниченным углом поворота.



Различают П. шиберный или пластинчатый (сх. *а*), фигурно-шиберный (сх. *б*), поршневой (сх. *в*) и мембранный (сх. *г*).

В шиберном П. рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса *1* (сх. *а*), вала *3* и связанного с ними шибера *2*. Шибер выполняют в виде пластины (сх. *а*) либо в виде детали *4* фигурного профиля (сх. *б*).

В поршневом П. (сх. *в*) рабочие камеры образованы поверхностями корпуса *1* и поршня *5*. Поступательное движение преобразуется в поворотное, например, посредством реечной передачи (рейка *7* и зубчатое колесо *6*). В мембранном П. (сх. *г*) рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и мембраны *9*. Передача движения осуществляется посредством рычага *8*.

Направления подачи рабочей среды и движения звеньев показаны стрелками.

ПОВОРОТНЫЙ М. (М. ПОВОРОТА, ВРАЩЕНИЯ) – устр. для углового перемещения одной части машины (транспортные, землеройные, грузоподъемные и др.) относительно другой ее части.

В сх. *а* гидроцилиндры *1* и *2*, установленные на раме машины, через цепь *4* поворачивают звездочку *3*, закрепленную на поворотной платформе. Возможности устр. не меняются, если выходное звено *3* сделать неподвижным, а неподвижное – сделать выходным. Это относится и к др. сх.

В сх. *б* зубчатое колесо *6*, соединенное с поворотной платформой, поворачивают посредством гидроцилиндра и зубчатой рейки *5*.

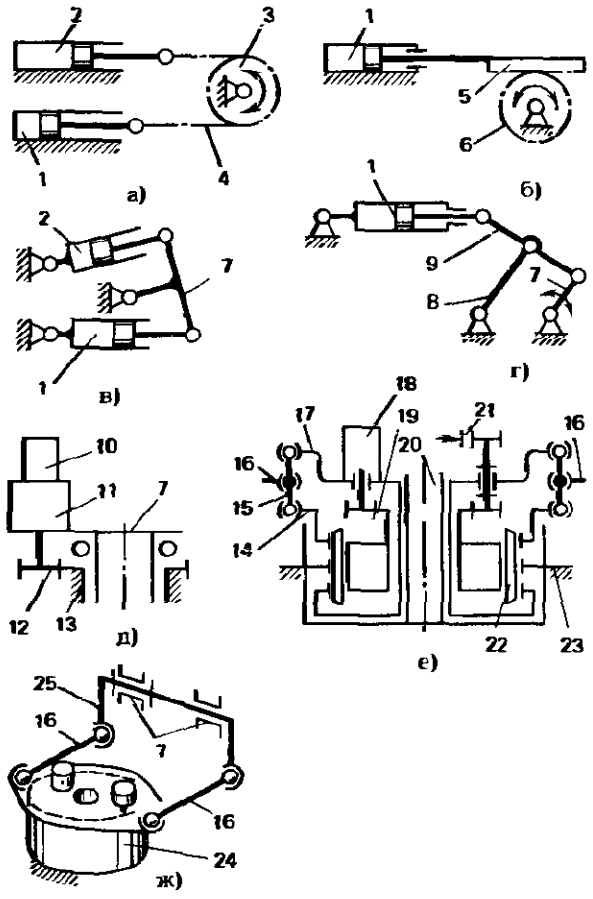
В сх. *в* гидроцилиндры *1* и *2* образуют с выходным звеном *7* и стойкой сдвоенный кулисный м.

В сх. *г* использован шестизвенный м. Выходное звено *7* вместе с коромыслом *8* и шатуном *9* образуют приближенный прямолинейно-направляющий м., к которому подключен гидроцилиндр *1*, шарнирно соединенный со стойкой.

На сх. *в* и *г* – неполноповоротные м.

На сх. *д* – полноповоротный м. Двигатель *10* и редуктор *11* установлены на платформе *7*. Выходное звено редуктора – шестерня *12* – зацепляется с зубчатым колесом, установленным на раме машины. Шестерня, обегая зубчатое колесо, поворачивает платформу.

На сх. *е*, *ж* – П., установленный непосредственно между платформой *7* и рамой *23*. В этом м. отсутствует зубчатая пара *12–13*, которая имеется в большинстве П. (сх. *д*). В сх. *е* от двигателя *18* через зубчатую пару *19* и волновую зубчатую передачу *22* движение передается на выходные звенья *14* и *17*.



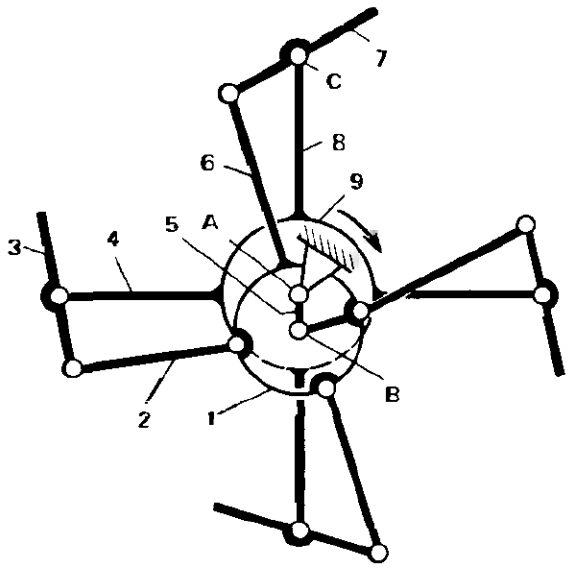
Для выравнивания нагрузки на этих звеньях их соединяют симметричной балочкой *15* с шаровыми шарнирами. Балочка шарнирно связана с тягами *16*. Внутри редуктора предусмотрена труба *20* для размещения коммуникаций. М. останавливается тормозом *21*. Корпус *24* м. установлен на раме *23*. Тяги *16* передают пару сил на платформу *7* через рычаг *25*. Звенья *16*, *25*, *7* и выходное звено редуктора образуют компенсирующий м. Этот м. позволяет редуктору и платформе самоустанавливаться в процессе работы. Погрешности их установки не влияют на работоспособность устр.

М. расположен в масляной ванне, в которой скользящее уплотнение расположено выше уровня масла в отличие от сх. *д*.

ПОВОРОТНЫЙ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЬ – см. *Поворотный гидродвигатель (поворотный пневмодвигатель)*.

ПОВОРОТНЫХ ШАТУНОВ М. – устр. в виде многозвенного м., у которого шатуны совершают круговые движения относительно общей неподвижной оси и поворачиваются вокруг оси одного из своих шарниров.

Входное звено – кривошип *8*, жестко присоединенный к ротору *9*, вращается вокруг оси опоры *A*, а кривошип *6*, жестко присоединенный к ротору *1*, вращается вокруг опоры *B*. Из-за неравномерности вращения кривошипа *6* (см. *Двухкривошипный м.*) шатун *7* совершает качательное движение вокруг оси шарнира *C*.



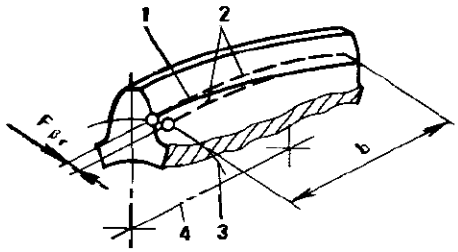
К звеньям *9* и *1* параллельно могут быть присоединены еще несколько аналогичных м. Для этого, например, кривошип *4* жестко присоединяют к ротору *9*, а кривошип *2* шарнирно присоединяют к ротору *1*. Шатун *3* соединяют шарнирно со звеньями *2* и *4*. Аналогично присоединяют другие такие же м.

Характер движения шатунов может быть изменен перемещением шарнира *B*. Для этого поворачивают звено 5. П. используют, например, в рабочем оборудовании, когда требуется поворот лопастей, ковшей или др. устр.

ПОВЫШАЮЩАЯ ПЕРЕДАЧА (МУЛЬТИПЛИКАТОР) – передача, в которой угловая скорость ведомого звена больше угловой скорости ведущего звена.

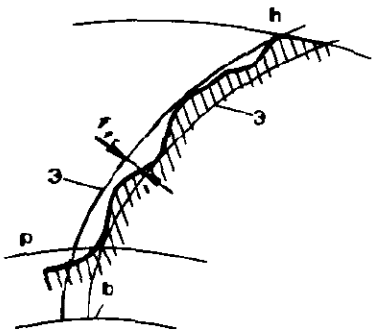
ПОГРЕШНОСТЬ – величина, характеризующая степень близости точных и приближенных значений рассматриваемых величин.

ПОГРЕШНОСТЬ НАПРАВЛЕНИЯ ЗУБА – расстояние $F_{\beta r}$ по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными делительными линиями



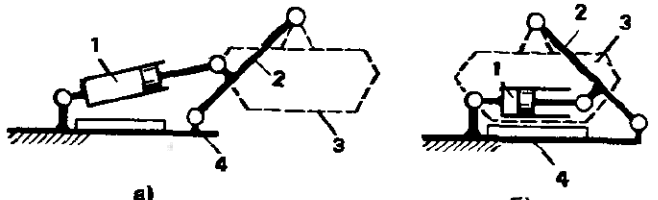
зуба *2*, между которыми размещается действительная делительная линия *1*, соответствующая рабочей ширине венца *b*. На сх. обозначения: *3* – делительная окружность, *4* – ось зубчатого колеса.

ПОГРЕШНОСТЬ ПРОФИЛЯ ЗУБА – расстояние f_{fr} по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми профилями, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зуба зубчатого колеса. На сх. обозначения: *Э* – нормальные торцовые про-



филии зуба: *b* – основная окружность; *h* и *p* – границы активного профиля зуба.

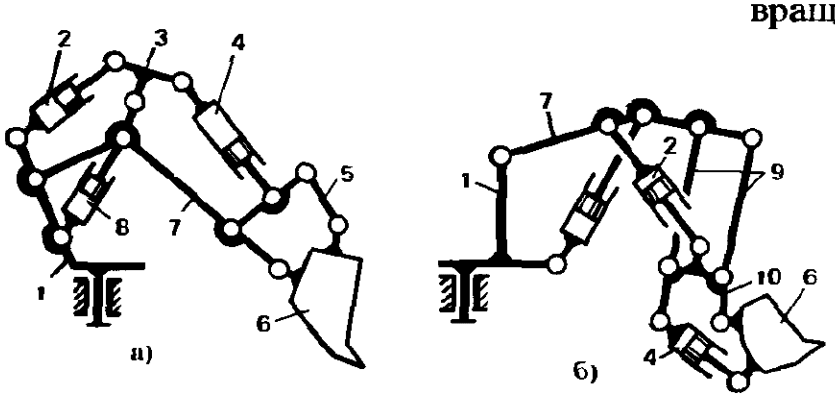
ПОГРУЗЧИК КОНТЕЙНЕРОВ – устр. для захвата и перемещения контейнера (например, для перемещения контейнера с поверхности земли на площадку автомашины при расположении устр. на раме автомашины).



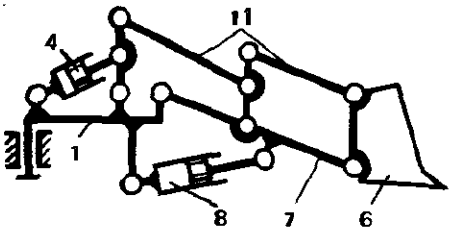
На сх. *а* – положение м. при подъеме контейнера, на сх. *б* – при установке контейнера на раму.

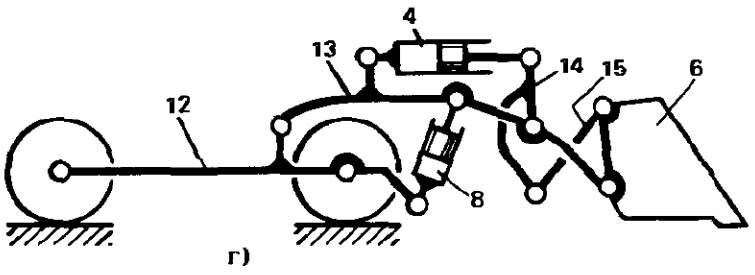
К стреле *2*, шарнирно соединенной с рамой *4*, подвешивают контейнер *3*. Стрелу поворачивают посредством гидроцилиндра *1*. Гидроцилиндр *1*, стрела *2* и рама *4* образуют четырехзвенный кулисный м.

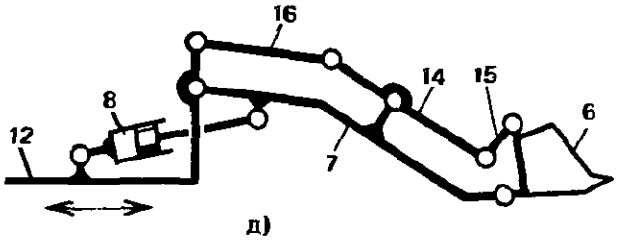
ПОГРУЗЧИКА М. – устр., обеспечивающее периодическое или непрерывное действие для погрузки, выгрузки и транспортирования грузов на небольшие расстояния. На сх. даны П. для периодического перемещения и поворота ковша.

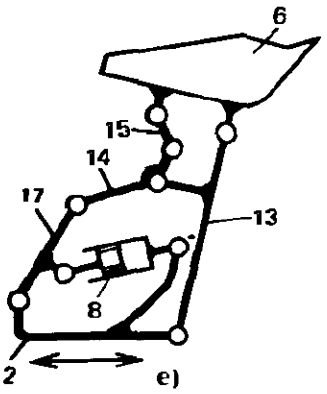


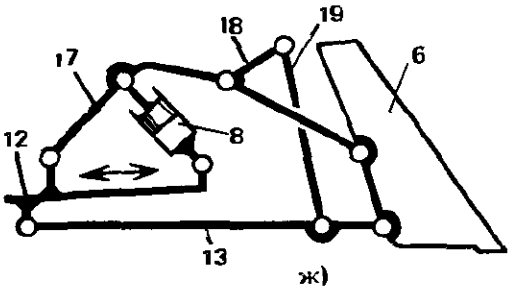
На сх. *а*, *б* – м. универсального погрузчика, на сх. *в*,...,*ж* – м. фронтального погрузчика.











Платформа *1* на сх. *а* и *б* установлена относительно рамы так, что может вращаться. Ковш *6* на сх. *а* присоединен к платформе *1* посредством стрелы *7*, совершающей качательное движение. Ковш может поворачиваться относительно стрелы. Поднимается и опускается стрела посредством гидроцилиндра *8*. Поворот ковша относительно стрелы при ее подъеме, а также при погрузке и

выгрузке осуществляется гидроцилиндрами *2* и *4*, соединенными между собой рычагом *3*. Гидроцилиндр *4* соединен с ковшом посредством рычагов *5*.

В сх. *б* ковш *6* подвешен к стреле посредством параллелограмма, включающего параллельные тяги *9* и звено *10*. Звено *10* перемещается поступательно относительно стрелы с помощью гидроцилиндра *2*.

В сх. *в* ковш *6* поворачивается относительно стрелы *7* гидроцилиндром *4*, взаимодействующим с ковшом посредством шарнирного м. *11*.

В сх. *г* и *д* — привод от одного гидроцилиндра *8*. Ковш загружается при перемещении всей машины.

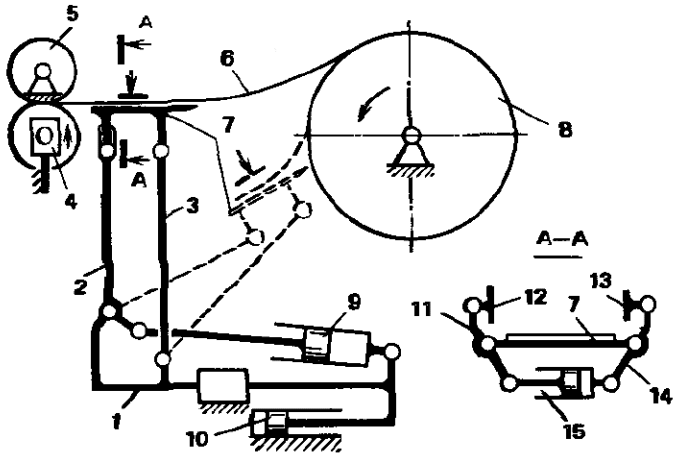
В сх. *г—ж* рабочее оборудование установлено непосредственно на ходовой раме *12*. В сх. *г* — два гидроцилиндра: *8* — для подъема стрелы *13*, *4* — для наклона ковша *6*. Причем гидроцилиндр *4* связан с ковшом через рычаг *14*, шарнирно соединенный со стрелой, и тягу *15*.

В сх. *д* — привод от одного гидроцилиндра, установленного между рамой *12* и стрелой *7*, с которой шарнирно соединен ковш *6*. Ковш связан с рамой еще одной кинематической цепью, включающей звенья *15*, *14* и *16*, причем рычаг *14* шарнирно соединен со стрелой. Такая кинематическая связь обеспечивает движение ковша по определенному закону при подъеме или опускании стрелы. На определенной высоте ковш наклоняется вперед и происходит выгрузка.

В сх. *е*, *ж* в отличие от сх. *а—д* ковш при подъеме стрелы *13* наклоняется назад и его выгрузка осуществляется с противоположной стороны по отношению к загрузке. В обеих сх. гидроцилиндр *8* связан не со стрелой *13*, а с коромыслом *17*. В сх. *е* звенья *17*, *14* и *13* образуют двухкоромысловый м., а звенья *15* и *6* — структурную группу II класса.

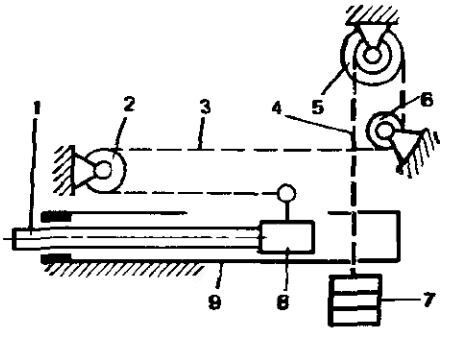
В сх. *ж* кинематическая цепь, содержащая звенья *13*, *6*, *18* и *19*, представляет собой структурную группу IV класса, присоединенную к звеньям *12* и *17*.

ПОДАЧИ ЛЕНТЫ М (металлург.) — устр. для отделения ленты от рулона, захвата ее и ввода между валками.



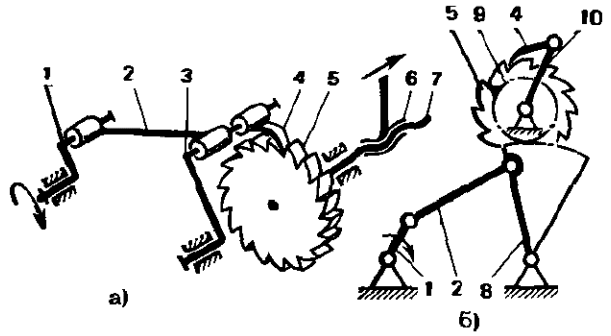
Ленту *6* от рулона *8* отделяют скребком *7* (см. штриховые линии). Губки *12* и *13* захватного устр. прижимают ленту к скребку. Губки шарнирно присоединены к рычагам *11* и *14*, приводимым в движение гидроцилиндром *15*. Захватное устр. шарнирно связано с помощью коромысел *2* и *3* с основанием *1*. Гидроцилиндром *9* изменяют наклон коромысла *2*. Захватное устр. при этом поднимается и располагается горизонтально. Гидроцилиндром *10* перемещают основание *1* вместе с захватным устр. В результате лента вводится между валками *4* и *5*.

ПОДАЧИ ПРУТКА М. — устр. для создания усилия, необходимого для осевого перемещения прутка в шпинделе станка.



Постоянство усилия подачи обеспечивается грузом *7*, подвешенным на канате *4* к барабану *5*. Барабан *5* посредством гибкой связи *3*, огибающей блоки *6* и *2*, взаимодействует с толкателем *8*. Толкатель *8* воздействует на пруток *1* и перемещает его вдоль желоба *9*.

ПОДАЧИ СТОЛА М. – устр. для однонаправленного прерывистого перемещения стола станка.

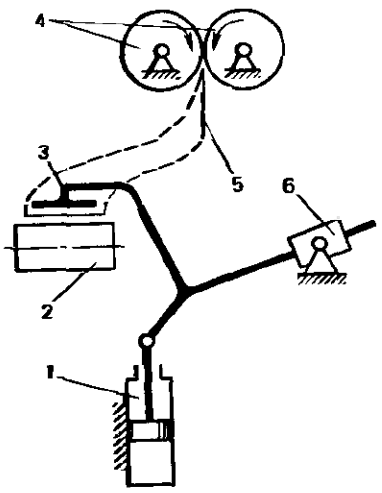


От вращающегося кривошипа *1* (сх. *а*) через шатун *2* передается качательное движение коромыслу *3*. На коромысле *3* установлена собачка *4*, взаимодействующая с храповым колесом *5*. Колесу *5* передается при этом однонаправленное прерывистое движение, которое посредством винта *7* и гайки *6* преобразуется в поступательное движение стола, соединенного с гайкой *6*.

В сх. *б* посредством кривошипно-коромыслового м. (звенья *1*, *2*, *8*) получается качательное движение коромысла – зубчатого сектора *8*. От зубчатого сектора передается качательное движение зубчатому колесу *9* и храповому колесу *5*. От храпового колеса *5* движение передается через собачку *4* коромыслу *10* и далее винту подачи стола.

ПОДАЮЩИЙ М. (полиграф.) – устр. для подачи листа на конвейер.

Лист *5* проходит между валиками *4*,



захватывается исполнительным звеном *3* и подается на конвейер *2*.

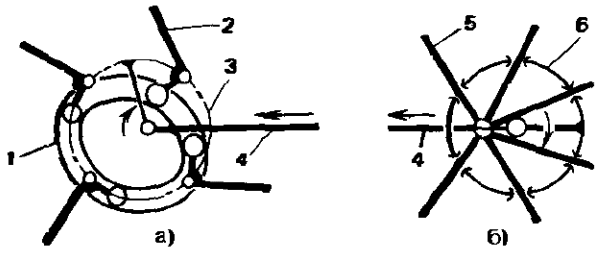
Рабочая плоскость звена *3* при движении из одного крайнего положения в другое поворачивается примерно на 90°, звенья *3*, *6* и *1* образуют кулисный м. (см. *Кулисно-ползунный м.*).

Звено *3* является шатуном кулисного м. Оно взаимодействует с кулисой *6* и приводится в движение ползуном-поршнем пневмоцилиндра *1*.

ПОДБОРЩИК (с. х.) – агрегат, устанавливаемый на жатке зерноуборочного комбайна и предназначенный для подбора хлебной массы из валков при раздельной уборке и подачи ее к шнеку жатки комбайна.

Исполнительные звенья – зубья *2* (сх. *а*) – соединены шарнирно с барабаном *3* или лентой конвейера. При вращении барабана противоположные концы зубьев взаимодействуют с кулачком *1*, закрепленным на раме *4*. При этом зубья движутся в соответствии с заданным профилем кулачка.

В сх. *б* пальцы *5* шарнирно связаны с рамой *4* и установлены в пазах барабана *6*, ось вращения которого смещена по отношению к оси шарнира пальцев. При вращении барабана пальцы поворачиваются и двигаются относительно поверхности барабана.



ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ – устр., содержащее направляющие и упругие элементы, связывающие раму машины с колесами.

П. обеспечивает плавность передвижения и устойчивость. Различают зависимую (сх. *а* – *ж*) и независимую (сх. *з* – *т*) подвески. В первых движение одного колеса в вертикальном направлении влечет за собой движение колеса, расположенного по другую сторону машины. Во второй каждое колесо имеет самостоятельную систему связи с рамой и перемещается независимо от других ко-

лес. Рама *2* машины (сх. *а*) шарнирно соединена с балкой *1* (осью), связанной с колесами *5* посредством поворотных цапф *6*. Балка взаимодействует с рамой при перекосах посредством пружин *3* и амортизаторов *4* (на сх., кроме *а, д, е, т*, амортизаторы не показаны). В сх. *б* балка *1* соединена с рамой посредством рессоры *8*, пружин *3* и тяги *7*. Тяга *6* воспринимает боковые усилия, а рессоры *8* — продольные и частично вертикальные усилия. Сх. *в* отличается от сх. *б* применением эллиптической рессоры *11*. Направляющим устр. здесь являются шарнирно сочлененные звенья *9*. Рама *2* соединена с балкой *1* также посредством пружин *10*. В обеих сх. шарнирное соединение балки и рамы допускает возможность их относительного вертикального перемещения. В сх. *г* пружины *3* опираются на траверсу *12*. В сх. *д* в качестве направляющего устр. использован четырехзвенный шарнирный м. *13*. Роль пружин в рассмотренных подвесках могут выполнять также специальные пневмобаллоны или пневмоцилиндры, рессоры или торсионные валы.

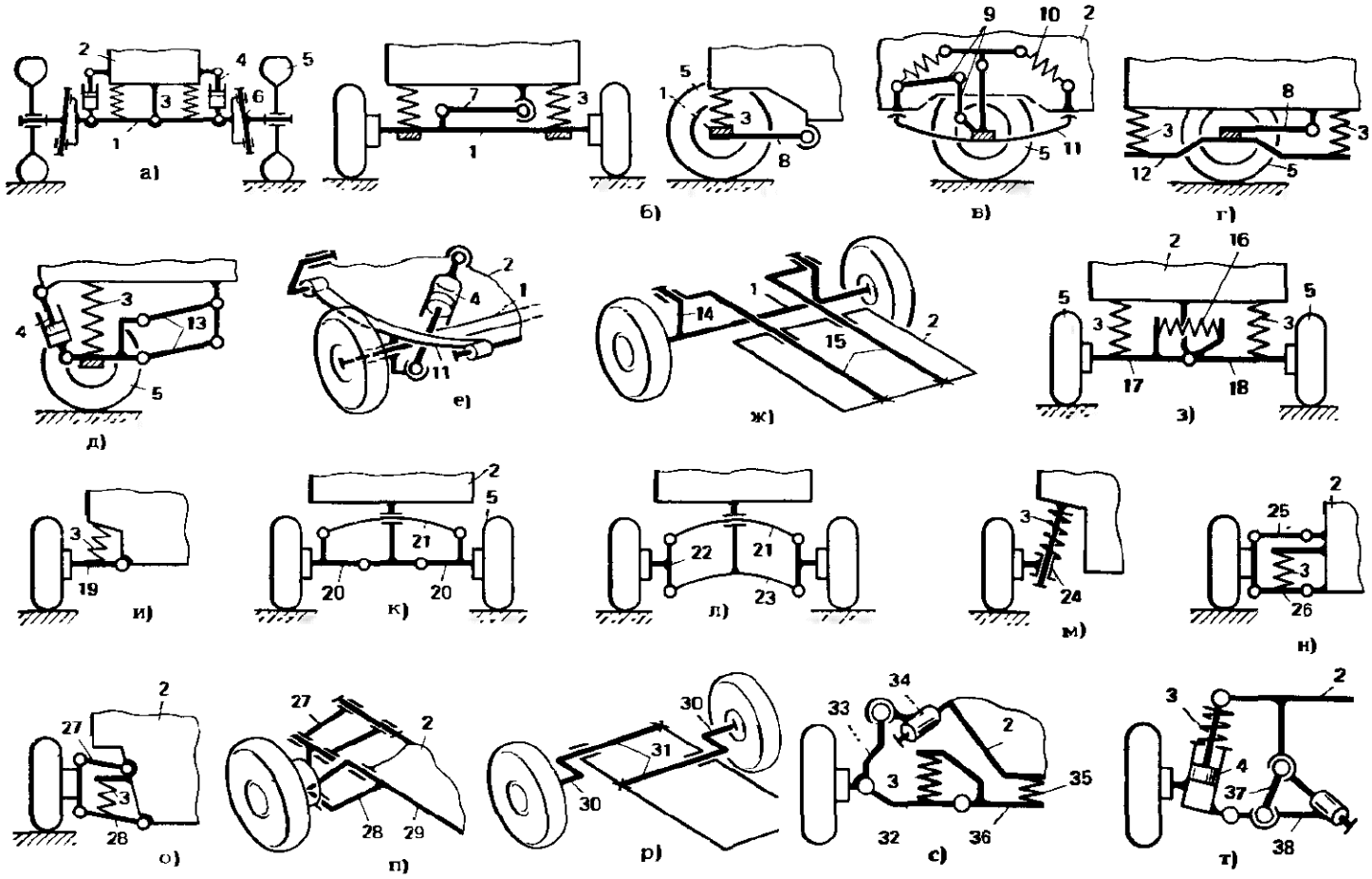
На сх. *е* показана установка рессоры *11* и амортизатора *4* между балкой *1* и рамой *2*.

На сх. *ж* балка *1* подвешена на кронштейнах *14*, взаимодействующих с торсионными валами *15*, расположенными вдоль рамы *2*.

В независимых П. использованы те же узлы и элементы. Каждое из колес *5* имеет свой направляющий м. В сх. *з* колеса установлены на коромыслах *17* и *18*, шарнирно соединенных между собой. Между коромыслами установлена пружина *16*. Каждое коромысло взаимодействует с рамой через общий шарнир и пружину *3*. В сх. *и* колесо установлено на коромысле *19*, шарнирно соединенном с рамой. Между рамой и коромыслом установлена пружина *3*. В сх. *к* и *л* вместо пружины использована рессора *21*, общая для обеих подвесок. Коромысло *20* шарнирно сочленено с рессорой.

В сх. *л* цапфы *22* соединены с рамой с помощью двух параллельно расположенных рессор *21* и *23*.

В сх. *м* колесо установлено на ползуне *24*, перемещаемом по направляющей, жестко связанной с рамой. Нагруз-



ки вдоль направляющей воспринимаются пружиной *3*. В сх. *н* колесо подвешено к раме *2* посредством параллелограмма, образованного поворотной цапфой колеса, звеньями *25*, *26* и рамой.

В сх. *м* и *н* ось колеса перемещается параллельно, если не учитывать деформации звеньев.

В сх. *о* аналогичная подвеска, но коромысла *27* и *28* различной длины. Эта сх. наиболее распространенная. Двухкоромысловый м. позволяет получать оптимальные положения при сжатии пружины *3*.

В сх. *п* то же исполнение подвески, что и в сх. *о*, но вместо пружины *3* используется упругий шарнир (звено *28* соединено с рамой *2* посредством торсионного вала *29*).

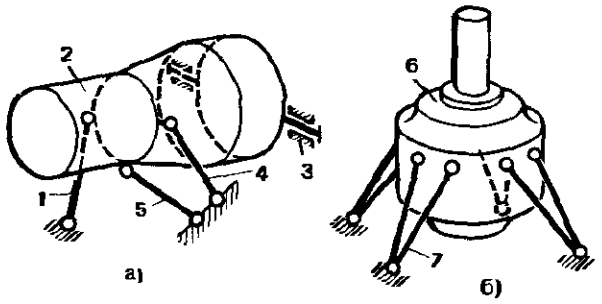
В сх. *р* дана торсионная подвеска колес. Цапфа колеса установлена на рычаге *30*, который соединен с торсионным валом *31*, расположенным поперек рамы.

На сх. *с* и *т* даны пространственные м. подвески. Ступица колеса *33* (сх. *с*) соединена шарнирно с коромыслами *32* и *34*. Коромысло *32* связано с рамой автомобиля *2* через балку *36*, общую для подвески обоих колес. Между балкой и рамой установлены пружины *35*, а между балкой и коромыслом *32* – пружина *3*. Соединение ступицы с коромыслом *34* выполнено в виде шарового шарнира, а коромысло *34* соединено с рамой цилиндрическим шарниром с осью, расположенной под углом к другим цилиндрическим шарнирам. Сх. *с* представляет собой вариант, в котором использованы признаки независимой и зависимой подвесок.

Сх. *т* характеризуется соосным расположением пружины *3* и амортизатора *4*. Коромысло подвески выполнено в виде соединения двух звеньев *38* и *37*.

ПОДВЕСКА АГРЕГАТА (авиац.) – присоединение агрегата к корпусу машины.

На сх. *а* двигательная установка *2* соединена посредством шарнира *3* с корпусом машины с одного конца и с помощью регулируемых амортизационных стоек *1*, *5* и *4* с другого конца.



На сх. *б* редуктор *6* несущего винта вертолета соединен с корпусом машины посредством регулируемых амортизационных подкосов *7*.

Шарнирная подвеска агрегатов в сочетании с упругостью стоек (подкосов) уменьшает влияние деформаций агрегатов, их вибраций на корпус машины. Расположение элементов П. выбирают рациональным с точки зрения восприятия веса и реактивного момента.

Целесообразны П. в виде пространственных ферм без избыточных связей.

ПОДВЕСКА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ (автотракт.) – устр., связывающее раму машины с гусеничными тележками и гусеничные тележки с опорными катками.

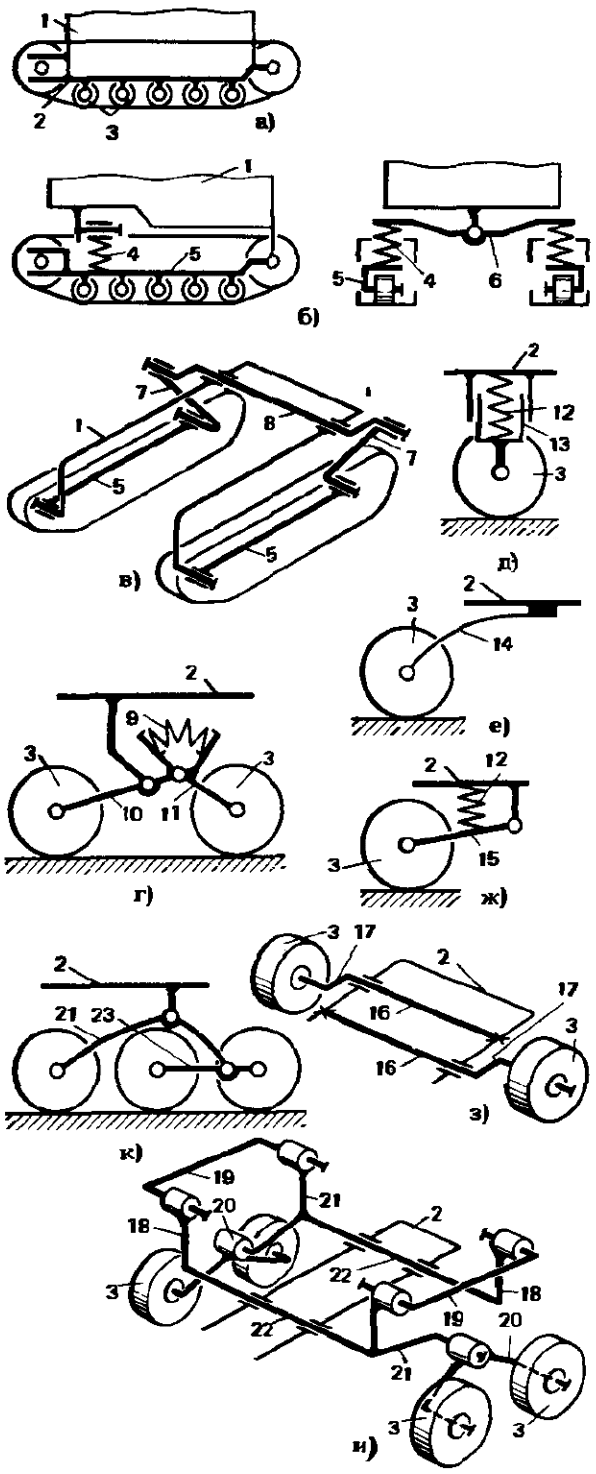
В зависимости от характера связи рамы с тележками П. может быть жесткой, полужесткой и упругой. В жесткой (сх. *а*) и полужесткой (сх. *б*, *в*) П. опорные катки *3* шарнирно соединены с тележкой *2*. В полужесткой П. один конец тележки *5* соединен с рамой *1* шарнирно, а второй – через пружину *4* и балансирную рессору *6*. Последняя позволяет приспосабливаться к неровностям поверхности, по которой передвигается машина, и обеспечивать равномерную нагрузку на тележки. Рама *1* в такой сх. опирается на три точки, расположенные в углах равнобедренного треугольника. Такая система опор обеспечивает статическую определимость П.

В качестве упругого элемента используют также торсионный вал *8* (сх. *в*). Он может поворачиваться в раме *1*. На его концах установлены развернутые на 180° рычаги, соединенные с тележками *5* посредством звеньев *7*. Сх. *в* обеспечи-

вает независимое качание обеих тележек *5* относительно рамы.

Упругую подвеску опорных катков выполняют балансирной (сх. *г*) и индивидуальной (сх. *д, е, ж, з*). В балансирной тележке (сх. *г*) на рычагах *10* и *11*, связанных шарнирно между собой и с тележкой *2*, установлены опорные катки *3*. Рычаги соединены пружиной *9*.

В индивидуальных подвесках катков каток устанавливают на ползуне *13*, поджатом пружиной *12* (сх. *д*), или на упругом консольном рычаге – рессоре *14* (сх. *е*), или на жестком рычаге *15*, поджатом пружиной *12* (сх. *ж*).



Катки подвешивают к тележке также с помощью торсионных валов *16* (сх. *з*). Такой вал с одной стороны закреплен жестко на раме, с другой – имеет рычаг *17*, на котором и установлен каток.

На сх. *и* – балансирная подвеска четырех катков, расположенных попарно по разные стороны тележки *2*. Катки установлены попарно на балансирах *20*. Эти балансиры шарнирно соединены с рычагами *21* торсионных валов *22*. Торсионные валы через рычаги *18*, тяги *19* и рычаги *21* связаны между собой. Такая связь обеспечивает совместную работу торсионных валов и равенство нагрузок на балансиры *20*, расположенные по разные стороны тележки.

Если мысленно остановить звенья *21, 18* и *19* с одной стороны, то такие же звенья с другой стороны образуют вместе с тележкой *2* параллелограмм с упругим сопротивлением кручению в двух шарнирах.

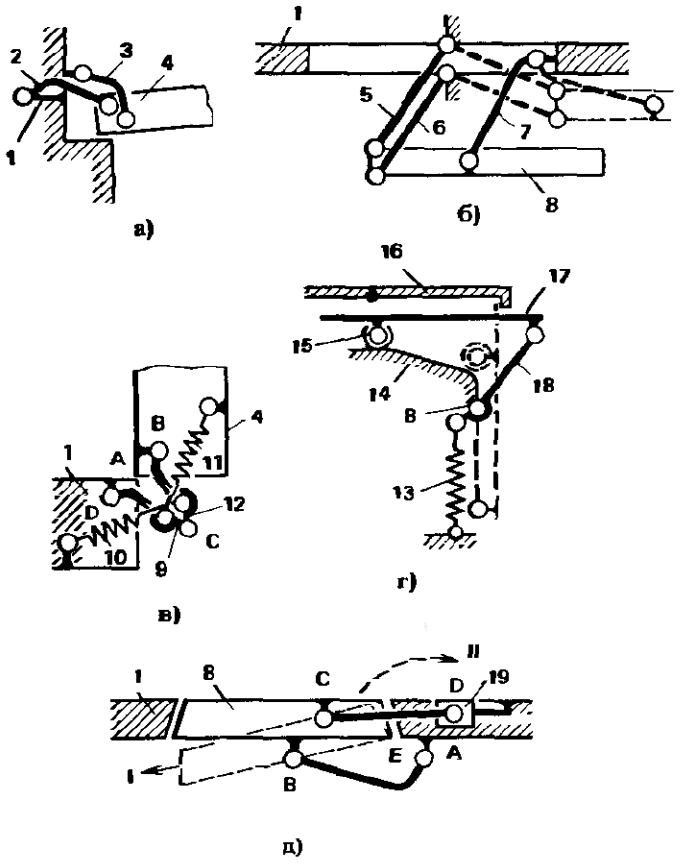
На сх. *к* – балансирная подвеска трех катков. Два катка шарнирно соединены с рычагом *23*, а рычаг *23* и третий каток шарнирно соединены с рычагом *21*, шарнирно связанным с тележкой *2*. Соотношения плеч рычагов выбраны из условия получения требуемого распределения нагрузки на катки с учетом направления движения.

ПОДВЕСКА ДВЕРИ – подвижное соединение двери со стойкой, обеспечивающее возможность ее заданного перемещения относительной стойки.

На сх. *а* дверь *4* связана со стойкой посредством коромысел *2* и *3*. Звенья образуют двухкоромысловый м., в котором дверь выполняет роль шатуна.

На сх. *б* дверь *8* транспортного средства соединена со стойкой *1* посредством параллельных коромысел *5, 6* и *7*. Такое соединение позволяет поступательно перемещать дверь и полностью освободить проем, как показано штриховыми линиями.

На сх. *в* представлен м., обеспечивающий самозакрывание двери. Он вы-



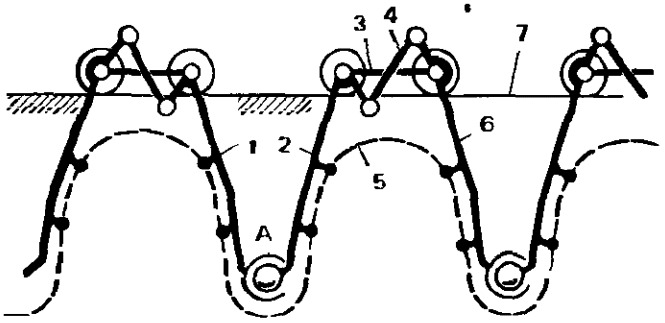
полнен в виде двух шарнирно соединенных между собой звеньев *9* и *12*, присоединенных также шарнирно к стойке *1* и двери *4* соответственно. Между звеном *12* и дверью установлена пружина *11*, между звеном *9* и стойкой установлена пружина *10*. При равенстве жесткостей пружин дверь *4* можно поворачивать вокруг кромки *A*. Для определенности движения лучше иметь дополнительное шарнирное соединение в этом месте, например, в виде углубления и впадины. Пружины обеспечивают самопроизвольное закрывание дверей.

В качестве П. используют и др. м. (см., например, *Одноподвижное вращательное соединение*).

На сх. *г* дверь *17* в вертикальном положении (показано штриховыми линиями) удерживается пружиной *13*, ось которой проходит справа от центра шарнира *B*. Достаточно приподнять дверь, ось пружины переместится влево от центра шарнира *B*. Под действием пружины рычаг *18* повернется и переместит дверь под крышу *16*. При этом требуемая траектория движения другого конца двери обеспечивается перекатыванием ролика *15* по поверхности *14*. При опускании двери необходимо преодолеть сопротивление пружины и переместить дверь до совпадения оси пружины с центром шарнира *B*.

На сх. *д* дверь *8* подвешена на коромысле *AB* и шатуне *CD*, шарнирно соединенном с ползуном *19*. Образован таким образом м. с двумя степенями свободы. Благодаря такому решению при наличии скосов, показанных на сх., дверь *8* сначала поворачивается вокруг т. *E* и перемещается в направлении *I*, а затем выводится через дверной проем по траектории *II* на другую сторону стойки.

ПОДВЕСКА КАБЕЛЯ – устр., поддерживающее кабель и обеспечивающее упорядоченное его размещение при перемещении привода, к которому он присоединен.

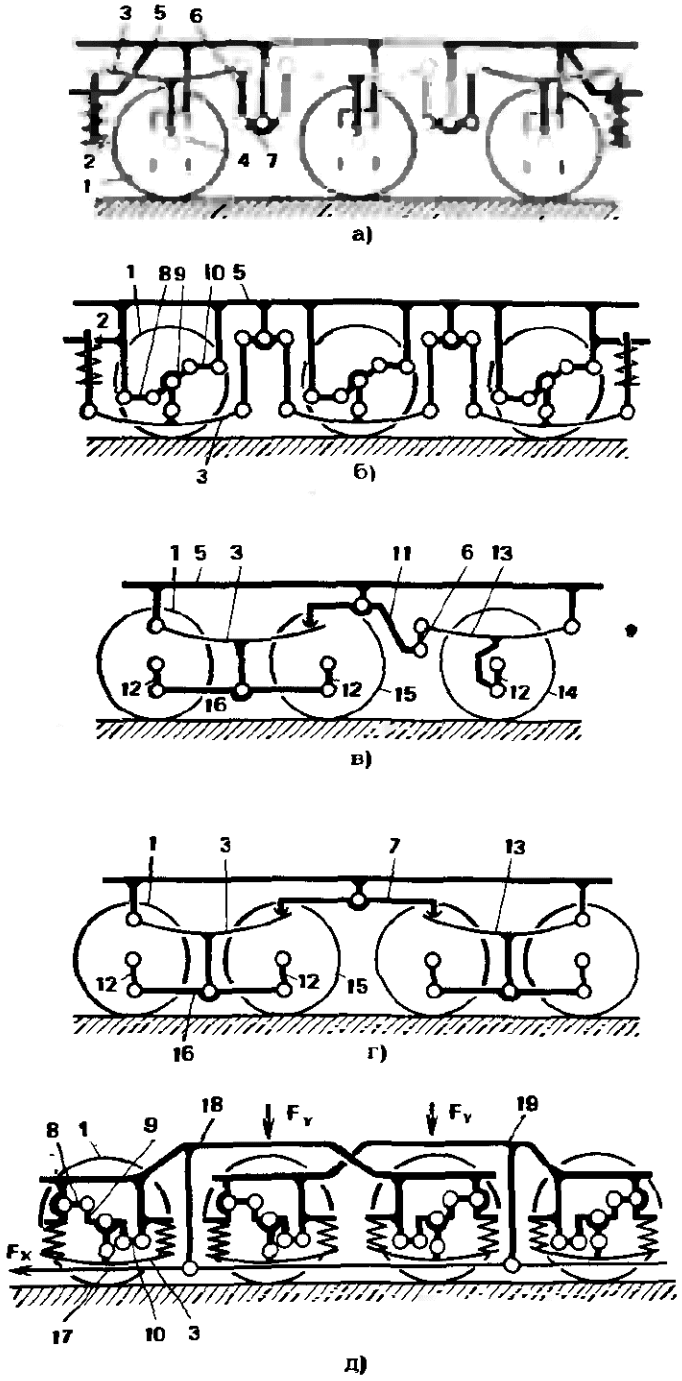


Кабель *5* прикреплен к штангам *1*, *2*, *6*. Штанги попарно (*2* и *6*) шарнирно подвешены к тележкам *3*, перемещаемым по рельсу *7*, и соединены между собой антипараллелограммом *4*. Штанги соседних пар (*1* и *2*) соединены сферическим шарниром *A*.

Такая сх. обеспечивает равномерное сближение или удаления всех тележек, а соединения с помощью сферических звеньев обеспечивают также возможность перемещения тележек по криволинейному рельсу.

ПОДВЕСКА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА (ж. д.) – устр., связывающее рамы подвижного состава с осями колес и обеспечивающее смягчение ударов при прохождении неровностей пути и равномерное распределение нагрузок между колесными парами.

На раме *5* (сх. *а*) установлены ползуны *4* с осями колес *1* так, что могут перемещаться вертикально. Ползуны свя-



заны с рамой посредством рессор *3* и пружин *2*. Распределяется нагрузка между колесными парами благодаря связи рессор посредством тяг *6* и равноплечих рычагов *7*.

В сх. *б* ось колеса в отличие от сх. *а* установлена на шатуне-буксе *9* антипараллелограмма, образованного звеньями *8*, *9*, *10*, *5*. Такое подвешивание оси позволило использовать только вращательные пары.

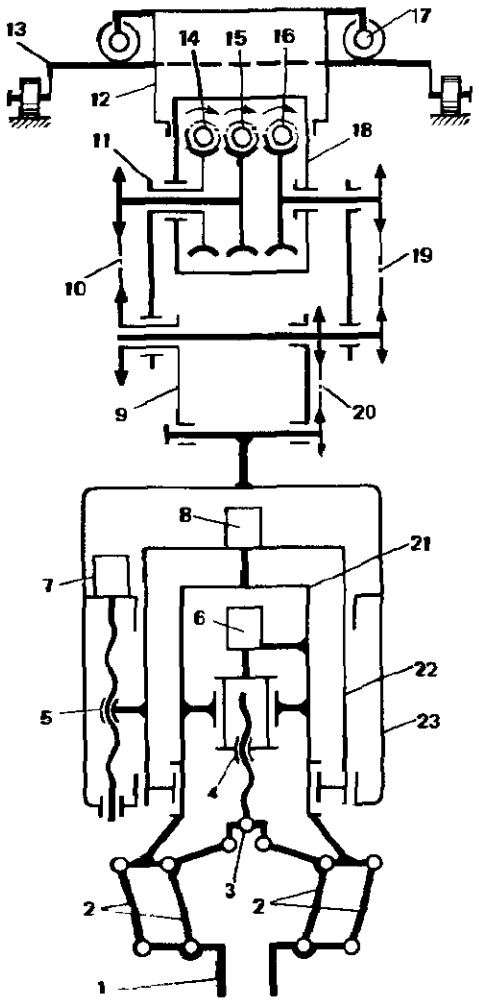
В сх. *в* две колесные пары *1* и *15* соединены посредством тяг *12* и равноплечего рычага *16* с рессорой *3*. Колесо *14* подвешено на рессоре *13*. Рессоры *3* и *13* соединены между собой посредством разноплечего рычага *11* и тяги *6*.

В сх. *г* четыре колесные пары соединены попарно, а рессоры связаны между собой равноплечим рычагом *7*.

В сх. *д* тележки *18* и *19*, попарно соединяющие четыре колесные пары, установлены таким образом, что колесная пара одной из тележек расположена между колесными парами другой тележки. Вес локомотива передается через подвеску тележек в направлении $\bar{F}_y$. Продольные силы $\bar{F}_x$ воспринимаются тягой *17*.

ПОДВЕСНОГО МАНИПУЛЯТОРА М. – устр. для осуществления движений кисти манипулятора и ее перемещений при расположении центра масс звеньев манипулятора ниже уровня путей, по которым он перемещается.

П. устанавливается на передвижной балке *13*, по которой перемещается на катках *17* каретка *12*. Ползун *18* установлен в каретке так, что может перемещаться вертикально (привод не



показан). На ползуне *18* смонтированы приводы относительного качания звеньев. Звено *11* поворачивается относительно звена *18* посредством привода *14*. Звено *9* поворачивается относительно звена *11* посредством привода *15* и цепной передачи *10*. Звено *23* поворачивается относительно звена *9* посредством привода *16*, цепных передач *19* и *20*.

В звене *23* смонтированы приводы раскрытия и закрытия губок захватного устр. *1*, его вращения и поступательного перемещения относительно звена *23*.

От двигателя *6* приводится винтовой м. *4*, который через шарнир *3* сообщает движение параллелограммам *2* и далее губкам *1*.

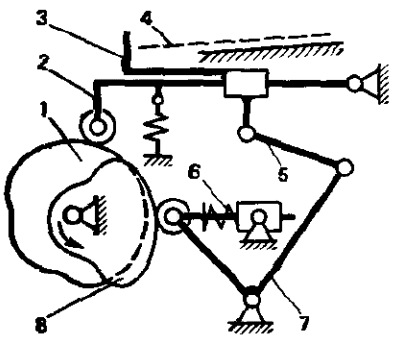
Корпус захватного устр. *21* вращается относительно звена *22* посредством двигателя *8*. Поступательное перемещение звена *22* вместе со звеном *21* относительно звена *23* осуществляется от двигателя *7* через винтовой м. *5*.

Представленный манипулятор в целом обладает девятью степенями свободы, благодаря чему обеспечивается его высокая маневренность. Подвешивание манипулятора на подвижной балке позволяет экономить производственные площади на его размещение.

ПОДВИЖНАЯ МУФТА – см. *Муфта.*

ПОДВИЖНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – см. *Соединение деталей.*

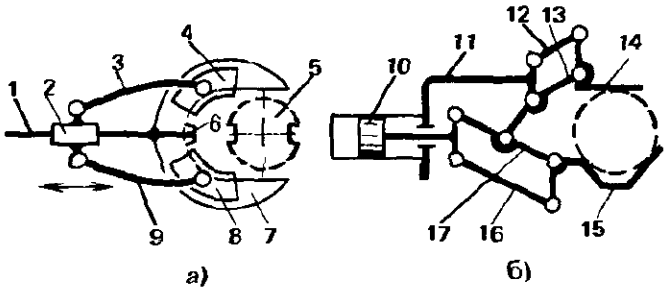
ПОДВИЖНЫХ УПОРОВ М. (*полиграф.*) – устр. для замедления движения листа бумаги и его предварительного выравнивания по передней кромке.



Лист *4*, перемещаясь по наклонной направляющей, доходит до упора *3* и дальше движется вместе с ним. Упор замедляет движение листа. Упор движется по определенному закону благодаря его связи с кулачком *8* через коромысло *7* и шатун *5*. Силовое замыкание в м. осуществляется посредством пружины *6*.

Кулиса *2*, вдоль которой перемещается упор *3* в необходимые моменты, опускается или поднимается посредством кулачка *1*, установленного на одном валу с кулачком *8*.

ПОДДЕРЖИВАЮЩЕЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – звено или система звеньев, обеспечивающая удержание захватываемого предмета без его зажатия.



П. выполняют в виде крюков, вилок, лопаток и т. п. На сх. *а* П. в виде вилки с предохранительными элементами. Вилка *7* имеет направляющие, по которым скользят секторы *4* и *8*. Секторы приводятся в движение от ведущего звена *2* через шатуны *3* и *9* соответственно.

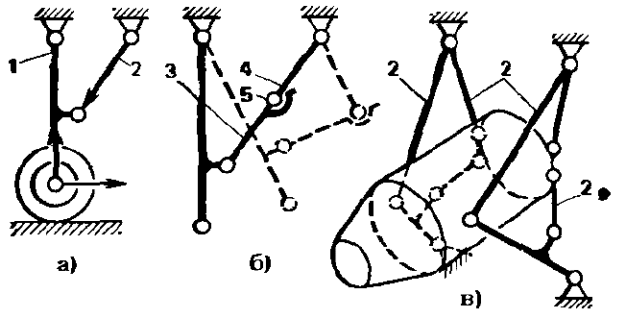
При перемещении П. вправо вилку подводят под захватываемую заготовку *5*. Когда упор *6* коснется заготовки *5*, вилка останавливается, а звено *2* продолжает двигаться вдоль направляющей *1* и перемещает секторы *4* и *8* до их замыкания с противоположной стороны заготовки *5* по отношению к упору *6*. Секторы предохраняют заготовку *5* от выпадания из вилки. Размыкают секторы при перемещении звена *2* влево.

На сх. *б* дано несимметричное П. для тяжелых предметов типа валов, захватываемых при подведении П. снизу. Губка *15*, воспринимающая вес предмета, соединена посредством параллельно расположенных звеньев *16* и *17* с поршнем гидроцилиндра *10*. К звену *17* шарнирно присоединен рычаг *13*. Звенья

12 и *13* вместе с губкой *14* и корпусом *11* образуют параллелограмм. Губки сходятся при движении штока гидроцилиндра влево.

ПОДКОС – стержень, установленный наклонно к балке или стойке.

На сх. *а* показана стойка *1* шасси самолета с подкосом *2*. Стрелками показаны действующие на стойку силы и реакция со стороны подкоса.



П. может состоять из двух звеньев *3* и *4*, шарнирно соединенных между собой (ломающийся подкос – сх. *б*). В рабочем положении звенья жестко соединяются между собой специальным замком 5. Штриховыми линиями показано переведение стойки в нерабочее положение.

На сх. *в* – агрегат, установленный на раме машины и удерживаемый в пространстве несколькими подкосами.

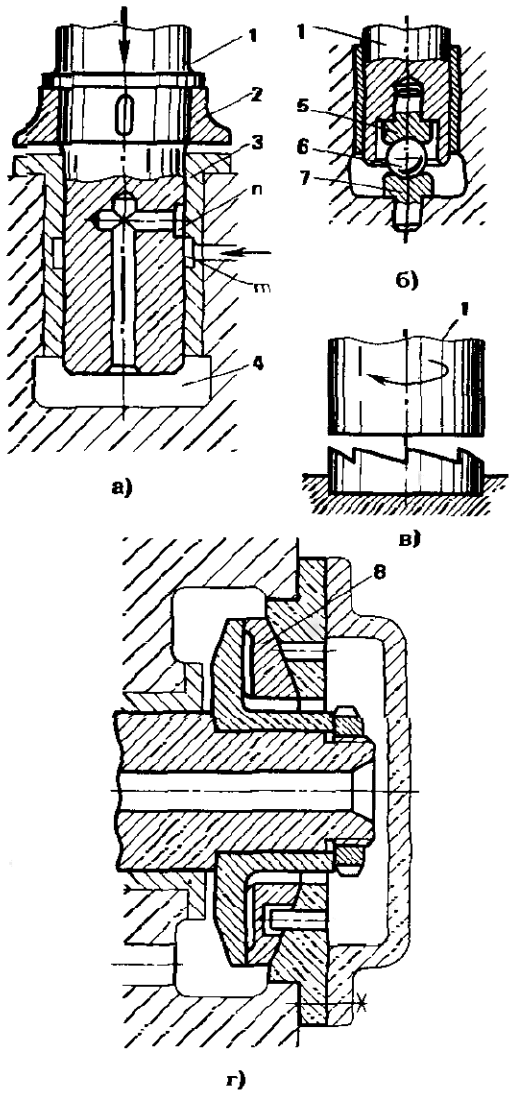
ПОДПЯТНИК – подшипник, воспринимающий осевые нагрузки.

На сх. *а* П. имеет полость *4*, наполненную жидкостью, и торцовую шайбу *2*, удерживающую вал при остановке. Давление жидкости поддерживается автоматически. Жидкость подается через каналы в подшипнике *3* и в теле вала *1*. При опускании вала при утечке жидкости каналы *n* и *m* совмещаются и открывается доступ жидкости.

На сх. *б* – П. со сферической опорой в виде шарика *6*, установленного между вкладышами *5* и *7*.

На сх. *в* – П. с гидродинамической смазкой, которая обеспечивается при вращении вала вследствие скосов на поверхности опоры.

На сх. *г* П. имеет торцовые поверхности взаимодействия, причем промежуточная деталь опоры *8* выполнена самоустанавливающейся благодаря сферической поверхности.



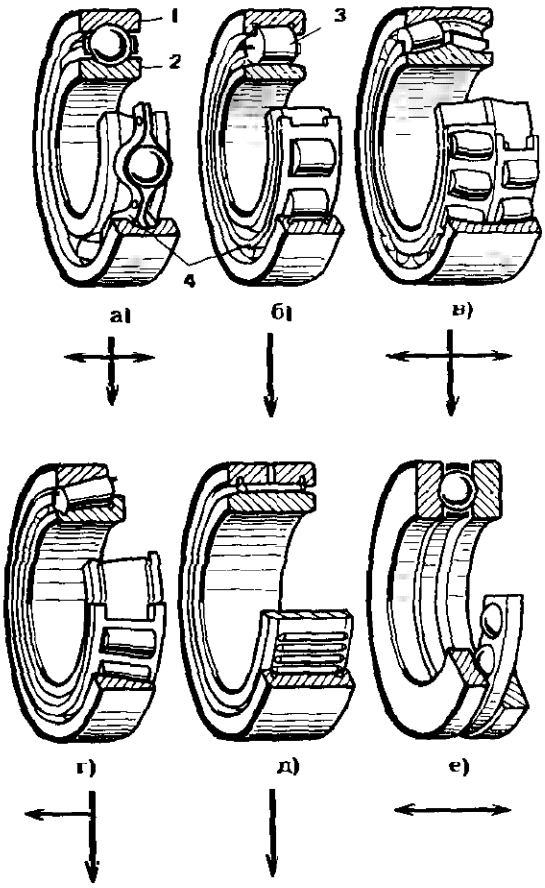
ПОДРЕЗАНИЕ ЗУБА – срезание части номинальной поверхности у основания зуба обрабатываемого зубчатого колеса в результате интерференции зубьев при станочном зацеплении.

ПОДУШКА – деталь подшипника, опорная поверхность которой может самоустанавливаться (см. *Подшипник скольжения*, сх. *г*).

ПОДШИПНИК – часть опоры вала (оси), состоящая из одной или нескольких деталей, передающая опорной части усилия от вала и обеспечивающая определенный режим вращения.

По принципу работы различают П. скольжения и П. качения.

ПОДШИПНИК КАЧЕНИЯ – подшипник, в котором между поверхностями вращающейся детали и поверхностью опоры расположены шарики или ролики.



П. обычно состоит из наружного *1* и внутреннего *2* колец (сх. *а*), тел качения *3* и сепаратора *4* (сх. *а*, *б*) – детали, удерживающей тела качения на определенном расстоянии одно от другого. В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают П. радиальные (сх. *а*, *б*, *в*, *д*), радиально-упорные (сх. *г*) и упорные (сх. *е*), соответственно воспринимающие преимущественно радиальную, радиальную и осевую и только осевую нагрузку. П. по сх. *а* может воспринимать до 70% осевой нагрузки от недоиспользованной радиальной нагрузочной способности, а П. по сх. *в* – соответственно до 20%. П. по сх. *б* и *д* не могут воспринимать осевую нагрузку.

По форме тел качения и рабочих поверхностей колец различают П. шариковые (сх. *а*, *е*), роликовые с цилиндрическими роликами (сх. *б*), сферические с бочкообразными роликами (сх. *в*), роликовые с коническими роликами (сх. *г*), игольчатые (сх. *д*).

Кроме того, известны П. сферические шариковые, роликовые с витыми роликами и др.

Сферические П. допускают перекосы осей вала и опоры до 2,5°, П. по сх. *а* – до 0,5°, а П. по сх. *б*, *г*, *д*, *е* – до 3′.

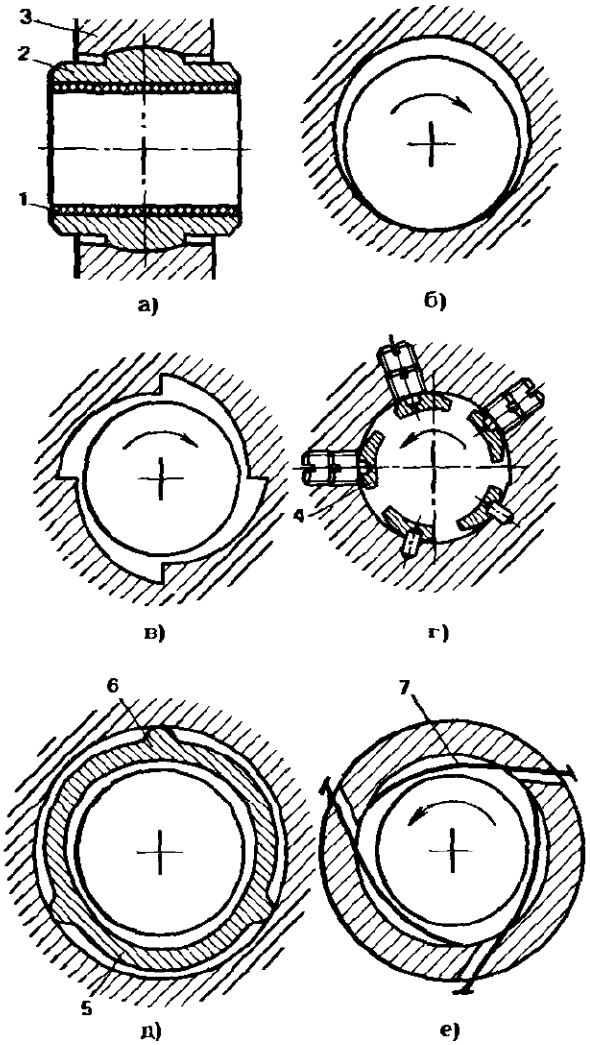
По числу рядов тел качения различают однорядные, двухрядные, многорядные П.

Выпускают П. также без колец или без сепараторов. В качестве колец могут служить поверхности вала, оси или других деталей.

ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ – подшипник, в котором цапфа непосредственно скользит по опорной поверхности.

П. состоит обычно из втулки *1* (сх. *а*), изготовленной из антифрикционного материала, и корпуса *2*. Корпус и втулку выполняют неразъемными или разъемными в радиальном направлении, если этого требуют условия сборки деталей.

Для компенсации перекосов корпус *2* устанавливают в раме *3* на сферической поверхности. П. может иметь втулку с буртиком для восприятия осевой силы. Выполняют также П. с



конической или сферической рабочей поверхностью, соответствующей поверхности цапфы.

П. может работать в условиях трения без смазки, граничного или жидкостного трения. Жидкостное трение получают либо подачей жидкости под давлением в место взаимодействия рабочих поверхностей (гидростатическая смазка), либо за счет клиновидного зазора и относительного вращения деталей (гидродинамическая смазка).

Клиновидный зазор, а соответственно, и избыточное давление при вращении цапфы относительно П. получают благодаря разности диаметров цапфы и подшипника (сх. *б*), а также приданием специальной формы втулке П. (сх. *в*).

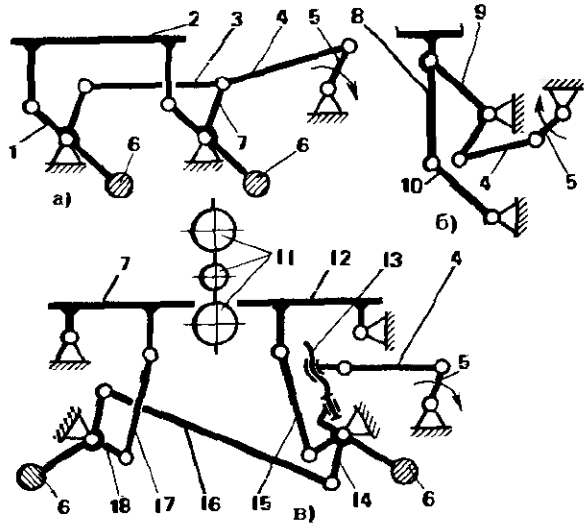
В сх. *г* в корпусе П. шарнирно установлены специальные сегментные подушки *4*, которые обеспечивают клиновидный зазор.

В сх. *д* упругую втулку *5* с выступами *6* устанавливают в отверстие корпуса так, что она деформируется и приобретает форму, необходимую для получения клиновидного зазора.

В сх. *е* форма опорной поверхности задана установкой упругих листов *7*.

ПОДЪЕМНИКА М. – устр. для перемещения грузовой платформы (площадки, кабины) вдоль жестких вертикальных или наклонных направляющих. В П. используют различные грузоподъемные устр. (лебедки, гидроцилиндры, канатоведущие шкивы).

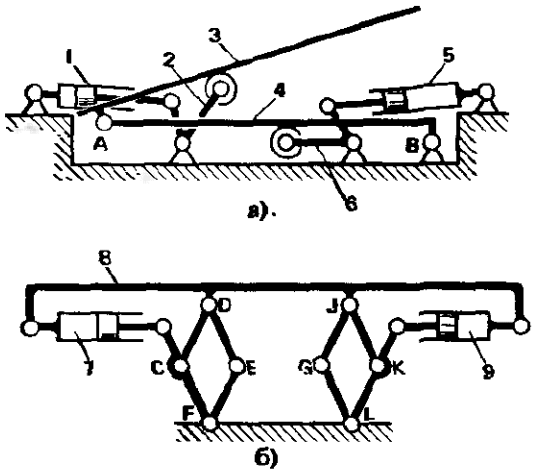
ПОДЪЕМНОГО СТОЛА М. (прокатн.) – устр. для подъема и опускания прокатываемой полосы. Привод осуществляется от кривошипа *1* к столу *2* через рычажный м. Стол *2* совершает поступательное (сх. *а*, *б*) или качательное движение (сх. *в*). Движение стола в сх. *а*, *б* обеспечивается с помощью кривошипно-ползунного м., соединенного последовательно с двухкоромысловым параллелограммом. От ведущего кривошипа *5* через шатун *4* движение передается параллелограмму. На сх. *а* стол установлен горизонтально и соединен шарнирно с коромыслами *1* и *7*, взаимодействующими между собой через шатун *3*. Шатун *3* образует пассивные



связи и введен для уменьшения углов давления между звеньями. Стол уравновешен противовесами *6*.

На сх. *б* стол установлен на вертикальном шатуне *8*, перемещаемом поступательно. Шатун *8* соединен с коромыслами *9* и *10* параллелограмма. Качательное движение в сх. *в* задается посредством кривошипно-коромыслового м. (звенья *5*, *4* и *14*). Длину коромысла и, соответственно, угол его качания регулируют винтовым м. *13*. Для синхронного движения двух столов *7* и *12*, расположенных по разные стороны валков *11*, использован антипараллелограмм (звенья *18*, *16*, *14*), взаимодействующий со столами посредством шатунов *15* и *17*. Столы *7* и *12* уравновешены посредством противовесов *6*.

ПОДЪЕМНОЙ ПЛАТФОРМЫ М. – устр. для наклона и вертикального поступательного перемещения платформы.

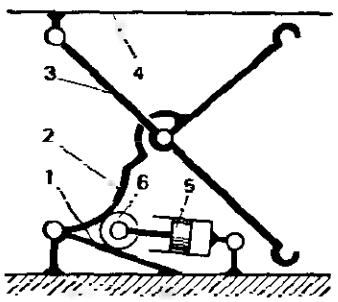


Платформа *3* (сх. *а*) шарнирно связана с неподвижной поверхностью через звено *4*. При включении гидроцилиндра *1* движение через рычаг *2* передается платформе и она наклоняется относительно оси шарнира *A*, как показано на сх. *а*. При включении гидроцилиндра *5* движение через рычаг *6* передается звену *4* и вместе с ним платформе *3*, которая наклоняется при этом относительно оси шарнира *B*. Совместная работа гидроцилиндров позволяет поднимать платформу при ее горизонтальном положении.

Платформа *8* (сх. *б*) соединена с основанием посредством кинематических цепей в виде ромбов *CDEF* и *GJKL*. Звено *CF* соединено с гидроцилиндром *7*, а звено *KL* — с гидроцилиндром *9*. Гидроцилиндры связаны шарнирно с платформой.

При включении одного из гидроцилиндров *7* и *9* при зафиксированном положении второго гидроцилиндра платформа *8* наклоняется относительно оси шарнира *J* или *D* соответственно. Работа двух гидроцилиндров приводит к перемещению звеньев обоих ромбов и поступательному перемещению платформы.

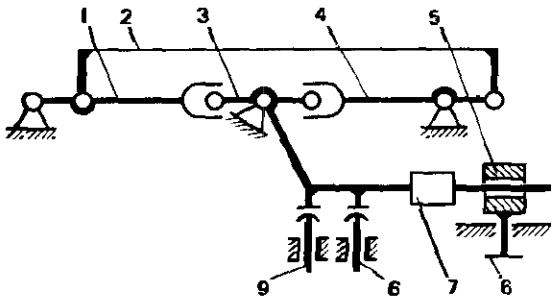
ПОДЪЕМНОЙ ПЛОЩАДКИ М. — устр. для вертикального поступательного перемещения площадки.



Площадка *4* связана с неподвижной поверхностью посредством рычагов *2* и *3*, шарнирно соединенных между собой. Поднимают площадку при помощи гидроцилиндра *5*. Под действием гидроцилиндра между рычагом *2* и клином *1* вдавливается ролик *6*, что приводит к перемещению рычагов и подъему площадки. Опускается площадка под собственным весом.

ПОКОЯ ТРЕНИЕ — см. *Трение*.

ПОЛА ЛИФТА М. — устр. для автоматического включения указателя о наличии и предельной величине груза на полу лифта.



Пол *2* шарнирно соединен с рычагами *1* и *4*, связанными с кабиной лифта (стойкой). Рычаги *1* и *4* взаимодействуют с рычагом *3*, на котором установлены два противовеса *7* и *5*. Противовес *7* может быть перемещен вдоль рычага и служит для регулирования хода пола лифта.

При нагрузке на пол, достигающей наименьшей предельной величины, выбирается зазор между рычагом *3* и грузом *5*. При этом включается контакт *9* системы управления. При достижении наибольшей предельной величины груза на полу противовес *5* поднимается до контакта упора *6* со стойкой, при этом включается контакт *8* системы управления.

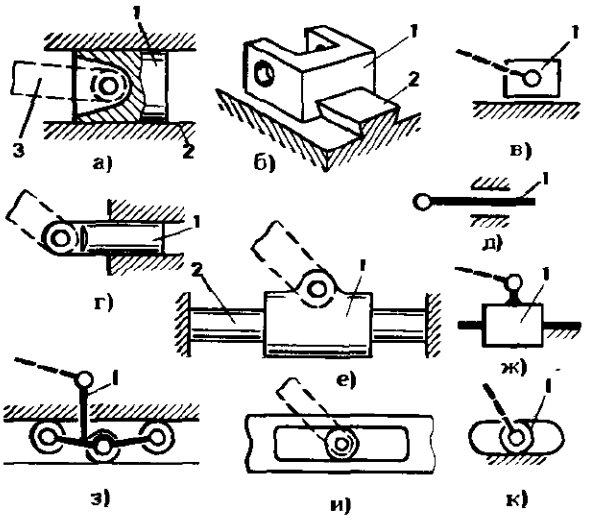
ПОЛЕЗНАЯ РАБОТА М. (ПОЛЕЗНАЯ РАБОТА) — работа движущих сил за вычетом работы, затраченной на преодоление сил вредного сопротивления в м.

ПОЛЗУН — звено, образующее поступательную пару со стойкой.

Конструктивные исполнения П. разнообразны. Чаще всего он образует с подвижным звеном вращательную пару (см., например, *Кривошипно-ползунный м.*). Имеются также П. с двумя поступательными парами (см., например, *Синусный м.*).

П. *1* перемещается поступательно вдоль направляющей *2* и взаимодействует с шатуном *3*.

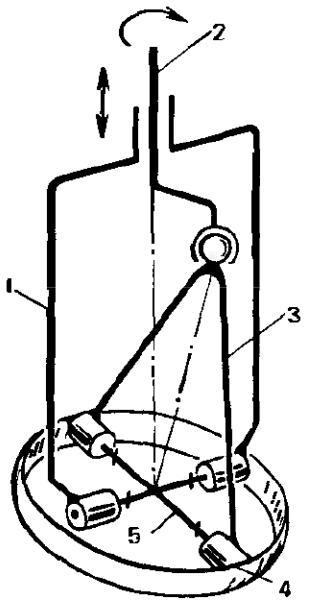
Выполняют П. в виде поршня (сх. *а*) или плунжера (сх. *г*). Направляющая



может иметь выступ или паз. Профиль направляющей, а соответственно, и профиль сопряженных элементов П. может быть в виде «ласточкина хвоста» (*сх. б*), цилиндра (*сх. е*), плоскости (*сх. з, и*). Для уменьшения трения П. *1* снабжают роликами, которые катятся по направляющей (*сх. з*), или выполняют П. в виде одного ролика (*сх. и*). На *сх. к* условно изображен П., представленный на *сх. и*.

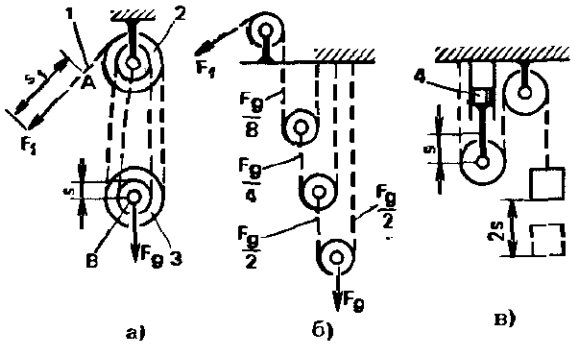
П. без уточнения вида обозначают, как показано на *сх. в, д* и *ж*, причем, если ползун представляет собой более протяженную из сопряженных деталей, предпочитают обозначение на *сх. д*.

ПОЛИРОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ М. – устр. для сообщения кругового качательного и поступательного движений полировальному инструменту.



Инструмент *4* в виде кольца соединен универсальным шарниром с поступательно перемещаемой рамкой *1*. Крестовина шарнира *5* соединена одноподвижными вращательными парами с инструментом и рамкой. Инструмент жестко связан с шатуном *3*, соединенным с помощью сферической трехподвижной пары с кривошипом *2*. Вращательное движение кривошипа преобразуется в прецессионное движение звена *3*. Звено *3* не вращается, а точки звена *4* совершают колебательное движение на сферической поверхности. Данный м. может быть представлен как трехзвенный пространственный, если считать универсальный шарнир за двухподвижную сферическую пару.

ПОЛИСПАСТ (греч. polyspaston, от polyspastos – натягиваемый многими веревками или канатами) – устр. для подъема или перемещения грузов посредством гибкой связи, многократно огибающей подвижные и неподвижные блоки.



На *сх. а* канат *1* огибает неподвижные блоки *2* и подвижные блоки *3* так, что груз $\bar{F}_g$ висит на нескольких ветвях (в данном примере на четырех). Усилие в канате при этом примерно равно $\frac{1}{4}F_g$ (если не учитывать трения и наклона отдельных ветвей), т. е. $F_1 \approx F_g/4$. Но при этом путь т. *A* примерно в 4 раза больше пути т. *B*. Такой П. называют кратным: уменьшение силы *F* кратно числу ветвей. В зависимости от запасовки каната связь между $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_g$ может быть иной.

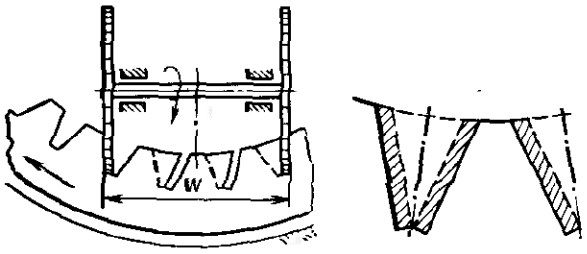
На *сх. б* – степенной П. Груз висит на четырех ветвях, однако $F_1 \approx F_g/8$, т. е. $F_1 \approx F_g/2^n$, где n – число подвижных блоков.

На сх. *в* гидроцилиндр *4* с малым ходом *s* через П. поднимает груз $\bar{F}_g$ на высоту 2*s*.

ПОЛНОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ЗВЕНА – распределение масс вращающегося звена, устраняющее давление от сил инерции этого звена на стойку.

Условия П.: центр масс лежит на оси вращения (статическое уравновешивание), а момент сил инерции равен нулю или его вектор совпадает с осью, например, при разгоне звена (динамическое уравновешивание). П. получают размещением масс (с учетом присоединенных) за счет конструктивных форм.

ПОЛУОБКАТНАЯ ПЕРЕДАЧА – зубчатая передача, боковые поверхности зубьев шестерни которой образованы производящей поверхностью в станочном зацеплении, а боковые поверхности зубьев колеса могут быть плоскими, коническими, сферическими и эвольвентно-винтовыми.



а) б)

П. может быть конической или цилиндрической. Особенно эффективно производство цилиндрических П. больших размеров. В этих передачах у зубьев одного из колес плоские боковые поверхности, у второго колеса (значительно меньшего по размерам) зубья со специальным сопряженным профилем. Нарезаются такие зубья на специальных станках (станках Г. А. Анопова) дисковыми фрезами, расположенными, как показано на сх. *а*, на расстоянии *W*, равном длине общей нормали. Фрезы образуют прорези при циклическом последовательном повороте колеса-заготовки. Часть металла, заключенная между прорезями, выпадает и получается впадина. Только небольшое количество металла идет в стружку (заштрихованные участки на сх. *б*). Повышается производительность процесса нарезания зубьев. Передачи с прямобочными профилями зубьев применяют в механизмах вращения экскаваторов и кранов.

ПОЛУШЕВРОН – см. *Шевронное цилиндрическое зубчатое колесо.*

ПОЛЮС ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – точка или одна из точек касания начальных поверхностей зубчатых колес передачи.

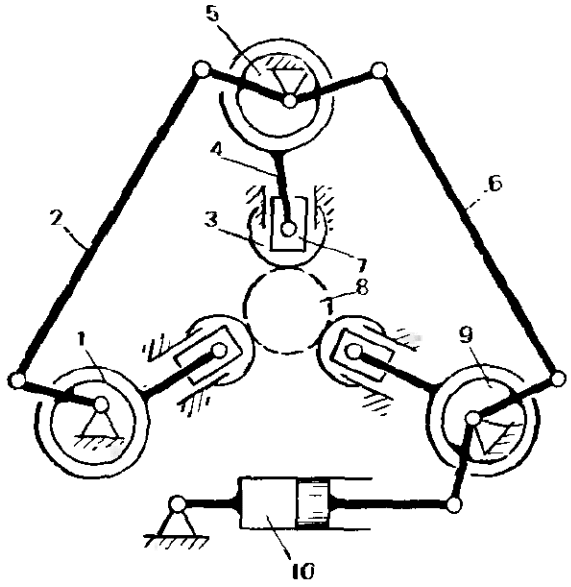
ПОЛЮСНАЯ ЛИНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – линия касания начальных поверхностей зубчатых колес передачи.

ПОЛЯРНЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ – см. *Момент инерции плоской фигуры.*

ПОНИЖАЮЩАЯ ПЕРЕДАЧА (РЕДУКТОР) – передача, в которой угловая скорость ведомого звена меньше угловой скорости ведущего звена.

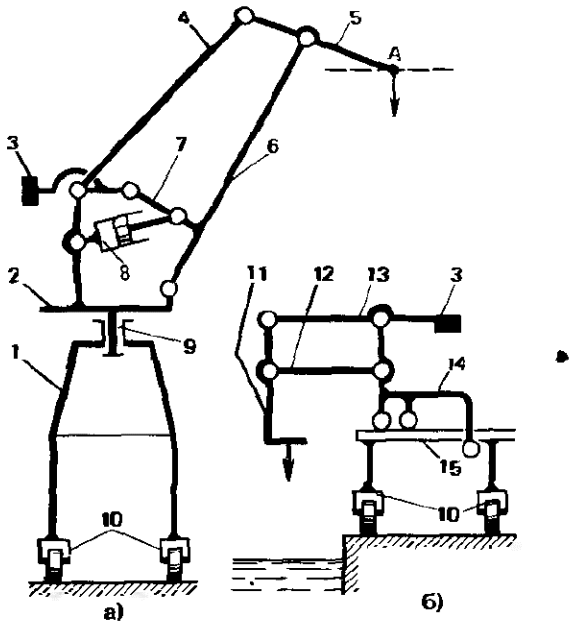
ПОПЕРЕЧНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ М. – устр. для радиального перемещения роликов, центрирующих и деформирующих заготовку трубы.

Ролики *3* перемещаются в радиальном направлении и взаимодействуют с заготовкой *8*. Ось ролика установлена в ползуне 7, который связан шатуном *4* с эксцентриком *5*. Образованы таким образом три кривошипно-ползунных м. Их кривошипы-эксцентрики *1* и *5*, *5* и *9* связаны между собой тягами *2* и *6* соответственно, образующими относительно осей эксцентриков одинаковые



параллелограммы. С помощью гидроцилиндра *10* обеспечивается синхронный поворот всех эксцентриков.

ПОРТАЛЬНОГО КРАНА М. – устр. для перемещения груза и передвижения портального крана.

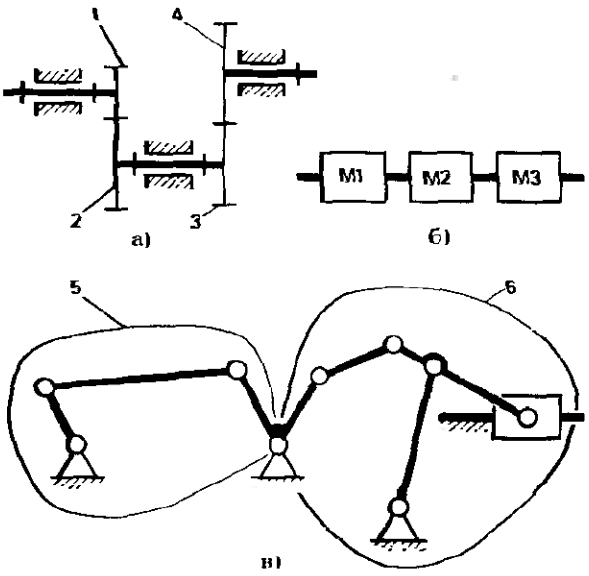


Гусек (хобот) *5* (сх. *а*), стрела *6*, оттяжка *4* и платформа *2* образуют прямолинейно направляющий приближенный м., выполненный в виде двухкоромыслового шарнирного м. На некотором участке т. *A* движется по траектории, близкой к прямой линии при изменении наклона стрелы. Стрелу наклоняют посредством телескопического гидроцилиндра *8*. Стрела уравновешена противовесом *3*, установленным на рычаге, который соединен посредством тяги *7* со стрелой. Платформа *2* соединена с порталом *1* посредством приводного шарнира *9* (см. *Поворотный м.*). Колеса *10* портала приводятся во вращение м. передвижения.

В сх. *б* гусек *11* шарнирно связан со стрелой *12* и рычагом *13*, на котором установлен противовес *3*. Стрела и рычаг *13* шарнирно соединены с платформой *14*. Звенья *11*, *12*, *13* и *14* образуют параллелограмм, что обеспечивает поступательное перемещение звена *11* при изменении наклона стрелы. Платформу *14* перемещают по направляющим портала *15*.

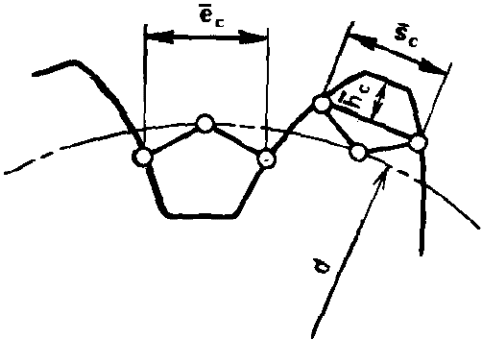
ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ М. – совокупность м., в которой выходное звено первого м. соединено с входным звеном второго м., выходное звено второго м. соединено с входным звеном третьего м. и т. д.

На сх. *а* зубчатая передача *1 – 2* последовательно соединена с зубчатой передачей *3 – 4*, на сх. *в* четырехзвенный м. *5* последовательно соединен с шестизвенным м. *6*. Условно П. изображается, как показано на сх. *б*. Под прямоугольниками понимаются отдельные м. *M1*, *M2*, *M3* ... Положение, скорость, ускорение на выходном звене каждого из м. совпадают с соответствующими величинами на входном звене присоединенного к нему последовательно м. Силы на соединенных выходном и входном звеньях одинаковы по величине и противоположны по направлению. Передаточное отношение при П. равно произведению передаточных отношений всех соединенных последовательно в одну кинематическую цепь м. КПД при П. равен произведению КПД всех соединенных последовательно в одну кинематическую цепь м.



ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ (МНОГОТАКТНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ) – система управления машины, обеспечивающая заданную последовательность выходных сигналов в зависимости от входных сигналов во всех тактах.

ПОСТОЯННАЯ ХОРДА ЗУБА – отрезок прямой $\bar{s}_c$, соединяющий две т. разноименных эвольвентных боковых поверхностей зуба цилиндрического колеса, принадлежащих одной цилиндрической поверхности и нормалям, проведенным к ним из одной точки делительной поверхности (диаметр делительной поверхности d). Аналогично определяется постоянная хорда впадины зуба



$\bar{e}_c$. Кратчайшее расстояние $\bar{h}_c$ от вершины зуба до средней точки постоянной хорды наз. высотой до постоянной хорды зуба. Величины $\bar{s}_c$, $\bar{e}_c$ и $\bar{h}_c$ определяют при измерении зубьев.

ПОСТУПАТЕЛЬНАЯ ПАРА – одноподвижная пара, допускающая прямолинейно-поступательное движение одного звена относительно другого [см. *Кинематическая пара (пара)*].

ПОСТУПАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТВЕРДОГО ТЕЛА (ПОСТУПАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ) – движение тела, при котором прямая, соединяющая две любые точки этого тела, перемещается, оставаясь параллельной своему начальному направлению.

ПОСТУПАТЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – м. для поступательного перемещения звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями.

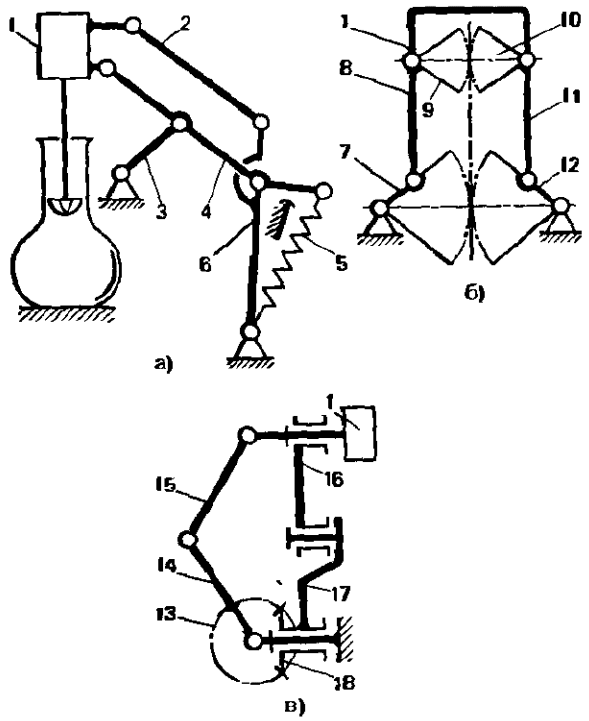
На сх. *а* – приближенный прямолинейный П. Он выполнен на основе приближенного прямолинейно-направляющего м. – двухкоромыслового м., состоящего из звеньев *3*, *4*, *6* и стойки. К звеньям *6* и *4* присоединены шарнирно соответственно звенья *2* и *1*, причем звенья *2* и *4* шарнирно связаны между собой. Эта кинематическая цепь обеспечивает перемещение звена *1* практически без поворота. Вес подвижных звеньев воспринимается пружиной *5*.

На сх. *б* – точный прямолинейный П. Два зубчатых сектора *7* и *12* зацепляются между собой и через рычаги *8* и *11* шарнирно соединены с парой других зубчатых секторов: *9* и *10*. Оси шарниров последних размещены в выходном звене *1*. При повороте одного из секторов *7* или *12* звено *1* движется прямолинейно-поступательно.

На сх. *в* – точный прямолинейный пространственный м. Выходное звено *1* подвижно соединено со стойкой посредством двух одинаковых двухзвенных кинематических цепей (звенья *16*, *17* и *15*, *14*), расположенных во взаимно перпендикулярных плоскостях.

При положениях звеньев, близких к предельным, например, когда звенья вытягиваются в линию, имеют место большие углы давления в кинематических парах. Чтобы обеспечить передачу движения звеньям обеих кинематических цепей параллельно и кратчайшим путем, между звеньями *14* и *17* установлена коническая зубчатая передача, состоящая из колес *13* и *18*.

При повороте одного из звеньев *14* или *17* звено *1* движется прямолинейно-поступательно.



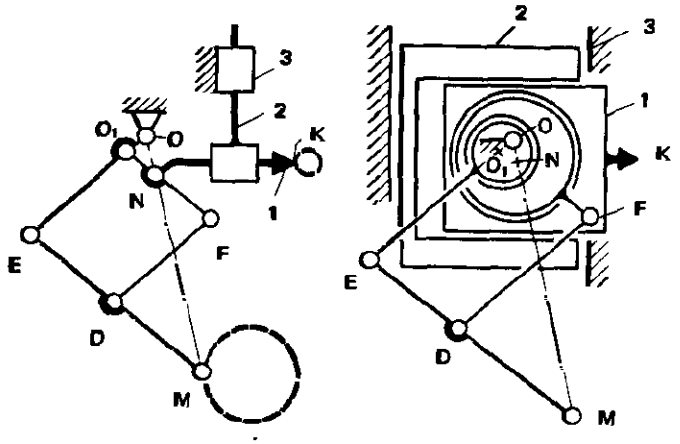
ПОСТУПАТЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. В ПАНТОГРАФЕ – устр., обеспечивающее поступательное движение звена, соединенного с т., воспроизводящей заданную траекторию.

На сх. *а* пантограф в виде параллелограмма O_1EDF с шарнирной опорой в т. *O*, копирующей т. *M* и воспроизводящей т. *N*, расположенными на звеньях параллелограмма и на прямой *OM*.

К звену O_1F в т. *N* шарнирно присоединен поступательно-направляющий м., связанный со стойкой *3*. М. содержит ведомое звено *1*, которое движется поступательно и воспроизводит заданную траекторию любой из т., например, т. К. Ведомое звено соединено поступательной парой с ползуном *2*.

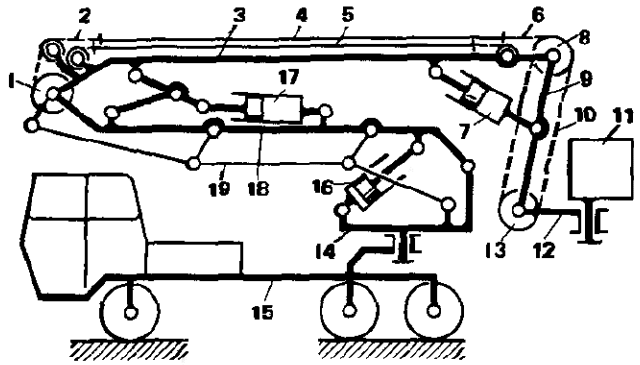
На сх. *б* дан вариант конструктивного исполнения П. для воспроизведения траекторий с многократным уменьшением перемещений ведомого звена по сравнению с перемещениями т. *M*. Малые расстояния между осями шарниров O_1O и *ON* позволяют разместить шарнир *O* внутри шарнира O_1, а шарнир O_1 – внутри шарнира *N* (см. *Конструктивное преобразование м.*). Аналогично этому шарнир *N* размещен в ползуне *1*, а ползун *1* – в ползуне *2*, перемещаемом в направляющей – стойке *3*.

Такое исполнение позволяет обеспечить компактность м., большую жесткость системы. Выбор соотношений размеров и пар трения позволяет также добиться самоторможения в отдельных кинематических парах с целью исключения передачи движения от внешних воздействий на звено *1* (например, при установке на звене *1* инструмента и обработке детали по заданному контуру).

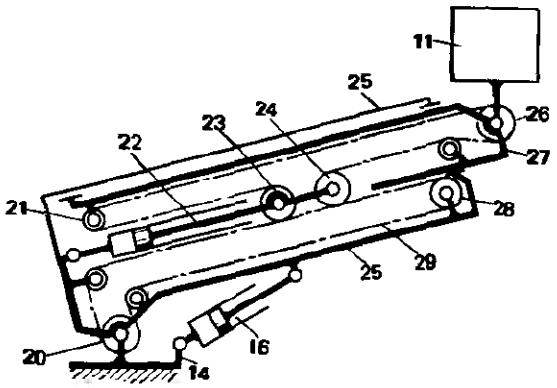


а) б)

ПОСТУПАТЕЛЬНО - ОРИЕНТИРУЮЩИЙ М. – устр., исключающее произвольный поворот выходного звена при его перемещении.



а)



б)

На сх. *а* и *б* выходное звено – кабина *11*, шарнирно подвешенная к стреле машины, сохраняет положение пола параллельным по отношению к поверхности платформы *14*. В сх. *а* стрела выполнена в виде незамкнутой кинематической цепи, содержащей шарнирно соединенные звенья *9*, *3* и *18*. Звено *18* присоединено к поворотной платформе *14*, установленной на раме машины *15*.

Между звеньями *14* и *18*, *18* и *3*, *3* и *9* установлены гидроцилиндры *16*, *17*, *7*, обеспечивающие относительное движение звеньев. Звено *12*, на котором установлена кабина *11*, соединено с платформой *14* с помощью системы передач, обеспечивающих заданную ориентацию звена *12*. В общем случае это последовательно соединенные параллелограммы и эквивалентные им м. Тяги *19* образуют три параллелограмма, присоединенные к звену *18*. С одной из сторон парал-

лелограмма соединена звездочка *1*, которая огибается цепью *2* и через тяги *4*, *5* и цепь *6* взаимодействует со звездочкой *8*. Звездочка *8* соединена со звездочкой *13* цепью *10*. Цепные передачи имеют передаточное отношение $i = 1$. К звездочке *13* жестко присоединено звено *12*. Как бы не двигались звенья *18*, *3* и *9*, между звеньями *14* и *12* обеспечивается передаточное отношение, равное *1*, т. е. не будет иметь место их относительный поворот.

В сх. *б* стрела выполнена телескопической. Ее составные звенья *27*, *25* соединены поступательной парой. Изменение наклона стрелы осуществляется гидроцилиндром *16*, а выдвижение секции *27* – гидроцилиндром *22*. Через звездочку *23*, установленную на штоке гидроцилиндра, перекинута цепь *29*, связывающая между собой звенья *27* и *25*. Такая связь позволяет иметь удвоенный ход секции *27* по отношению к ходу штока гидроцилиндра (см. *Увеличенного хода м.*).

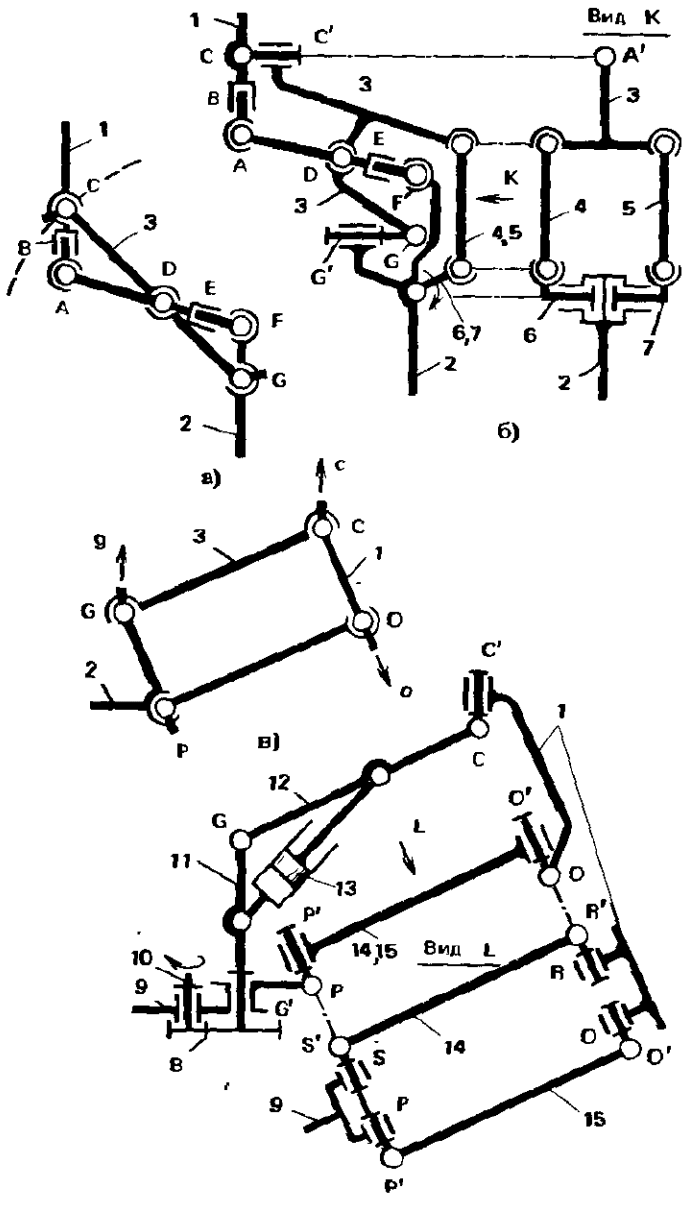
В данной сх. цепь *29* выполнена замкнутой и осуществляет еще и ориентацию звена *11* относительно платформы *14*. Цепь огибает звездочки *21*, *26*, *28* и *20*. Причем звездочка *20* жестко соединена с платформой *14*, а звездочка *26* – с кабиной *11*. Числа зубьев этих звездочек одинаковы, передаточное отношение цепной передачи $i = 1$. Звездочка *26* независимо от перемещения ее оси не будет поворачиваться.

ПОСТУПАТЕЛЬНО - СФЕРИЧЕСКИЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – устр. для воспроизведения движения точек звена по сферическим поверхностям при поступательном его перемещении и условии, что оно образует кинематические пары только с подвижными звеньями.

Сх. *а* и *в* представляют собой принципиальные решения П., а сх. *б* и *г* – их соответствующие конструктивные исполнения.

Звено *1* перемещается поступательно и ориентировано под одним и тем же углом к звену *2*, в частном случае параллельно ему. Для движения т. *C* относительно т. *G* по сферической поверхности они соединены звеном *3* и в них установлены сферические двухподвижные шарниры (сх. *а*, *в*).

Для обеспечения параллельности осей звеньев м. (сх. *а*) снабжен кинематической связью *AF* между звеньями *1* и *2*. При этом образованные треугольники *DAC* и *DFG* подобны. Длины отрезков звеньев *AC* и *DF* в процессе движения изменяются, поэтому эти участки выполнены телескопическими (пары *B* и *E*). В сх. *в* решение определенной ориентации звеньев обеспечивается за счет использования параллелограмма *GCOP*. С этой целью м. снабжен дополнительным звеном *PO*, параллельным звену *GC*. При этом шарниры выполняют двухподвижными, например, сферическими со штифтом. Такое решение обеспечивает отсутствие избыточных связей в



м. Чтобы не допустить неопределенности движения звеньев, штифты обоих шарниров одного звена нельзя располагать вдоль их линии центров, так как при этом звено будет свободно вращаться вокруг этой линии, не осуществляя кинематической связи между другими звеньями (оси штифтов на сх. *в* обозначены *Gg*, *Cc*, *Oo*, *Pp*).

Вместо сферических пар *C* и *G* (сх. *а* и *в*) применяют по две одноподвижные цилиндрические пары *C* и *C'*, *G* и *G'* (сх. *б*, *г*). В м. на сх. *г* использованы такие же сочетания и для присоединения двух дополнительных звеньев *14*. *15* (пары *P* и *P'*, *O* и *O'*, *R* и *R'*, *S* и *S'*). Установка двух звеньев, параллельных звену *12*, обусловлена необходимостью получения более устойчивого положения звена *1* при нагружении.

На сх. *б* дано решение м. сх. *а* с приводом. Ведущие кривошипы *6* и *7* передают движение через тяги *4* и *5* звену *3*. При синхронном движении кривошипов звено *3* поворачивается вокруг т. *G*, перемещает звено *1* в плоскости рисунка. При движении кривошипов в разные стороны звено *3* поворачивается вокруг оси *GG'* и передает движение звену *1* в плоскости, перпендикулярной рисунку.

В м. на сх. *г* выполнены приводными двухподвижные пары *G'* и *G*. От ведущего вала *10* через зубчатые колеса *9* и *8* вращение передается звену *11*. Вокруг оси этого звена поворачивается звено *12*, перемещая за собой звено *1*. Движение звеньев в плоскости рисунка обеспечивается гидроцилиндром *13*, установленным между звеньями *11* и *12*.

Применяют П. в манипуляторах.

ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ЭНЕРГИЯ СИСТЕМЫ – величина, равная работе, которую произведут силы, действующие на систему, находящуюся в потенциальном силовом поле при перемещении ее из заданного положения в положение, для которого значение потенциальной энергии системы условно считается равным нулю.

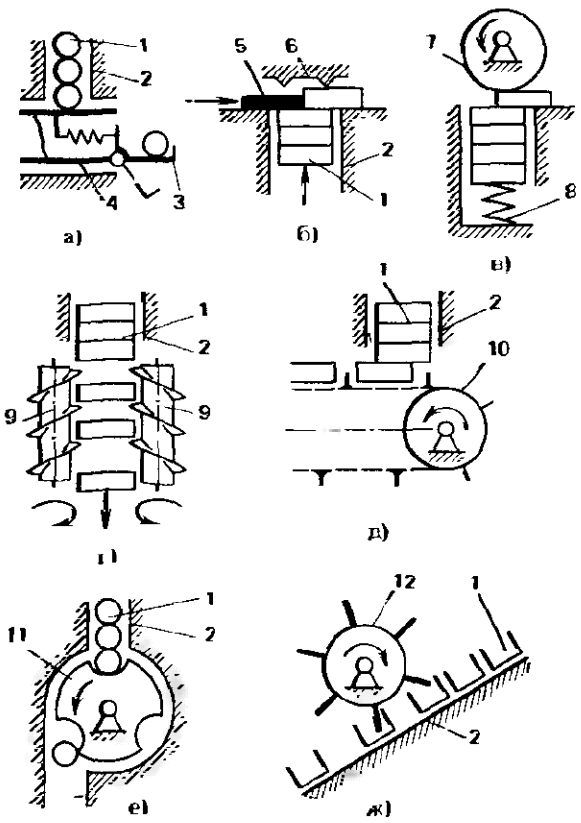
П. в поле тяготения земли $E_p = mgh$, где m – масса тела; g – ускорение свободного падения; h – высота тела относительно условного уровня, на котором $E_p = 0$ (поверхность земли).

П. пружины – энергия деформации при постоянной жесткости $E_p = Cs$; здесь C – жесткость пружины; s – деформация. При переменной жесткости $E_p = \int_0^s C(s)ds$, где $C(s)$ – жесткость, зависящая от s.

П. пружины кручения $E_p = \int_0^{\varphi} C(\varphi)d\varphi$, где φ – угол закручивания пружины.

П. измеряется в Дж и кВт·ч.

ПОШТУЧНОЙ ВЫДАЧИ М. (авт.) – устр., периодически выделяющее из предметов (заготовок, изделий и т. п.) один предмет.



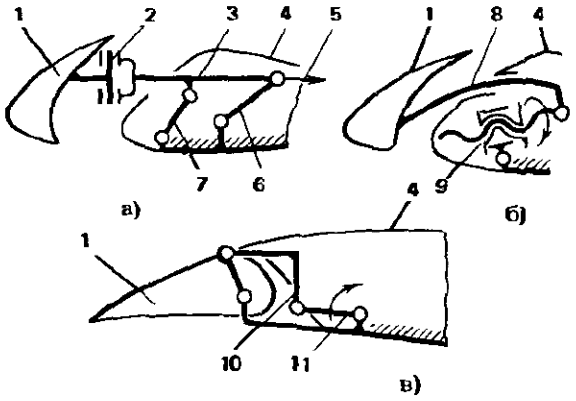
Предметы *1* перемещаются по лотку *2* и отделяются с помощью исполнительного устр.: отсекателя *4* (сх. *а*), толкателя *5* (сх. *б*), эксцентрика *7* (сх. *в*), винтовых конвейеров *9* (сх. *г*), ленточного конвейера *10* (сх. *д*), ротора с пазами *11* (сх. *е*) и ротора с лопастями *12* (сх. *ж*).

В отдельных П. применяют сбрасыватель *3* (сх. *а*), упор *6*, ограничивающий движение предметов (сх. *б*), пружину *8*, поджимающую предметы к исполнительному устр. (сх. *в*).

ПРАВАЯ РЕЗЬБА – см. *Резьба.*

ПРАВЫЙ ЗУБ – винтовой зуб, имеющий теоретические линии правого направления.

ПРЕДКРЫЛКА М. (авиац.) – устр. для перемещения предкрылка.



Предкрылок *1* (сх. *а*) установлен на двух параллельно размещенных вдоль крыла *4* двухкоромысловых м. (коромысла *6* и *7*, шатун *3*). Он присоединен к шатуну посредством шарнира *2*. Приводится в движение предкрылок тягой *5*.

В сх. *б* предкрылок *1* установлен на криволинейной штанге *8*, перемещаемой в пазу крыла *4*. Привод штанги осуществляется через винтовую пару *9*.

В сх. *в* предкрылок *1* присоединен к коромыслу двухкоромыслового м. (звенья *1*, *10*, *11* и *4*). Приводным звеном является коромысло *11*.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНАЯ МУФТА – самоуправляемая сцепная муфта, отсоединяющая один вал от другого при определенном предельном вращающем моменте.

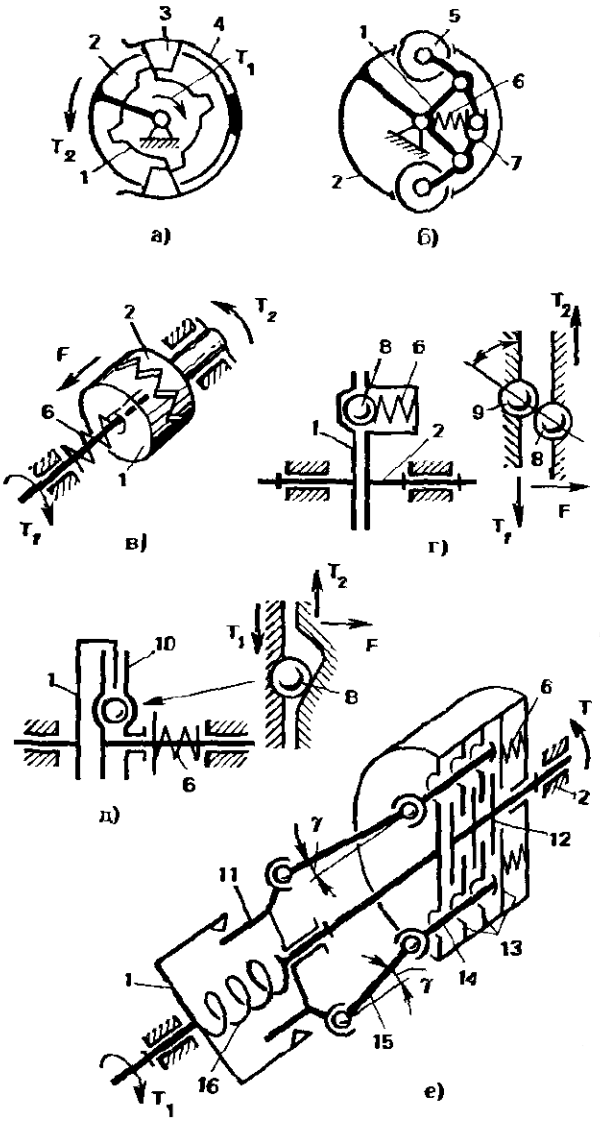
На сх. *а*–*е* $\bar{T}_1$, $\bar{T}_2$ – вращающие моменты на соединяемых звеньях *1* и *2*.

В сх. *а* звено *1* имеет выступы, взаимодействующие с кулачками *3*, соединенными посредством листовых пружин *4* со звеном *2*. При превышении вращающим моментом допустимой величины выступы отжимают кулачки и звено *1* поворачивается относительно звена *2*.

В сх. *б* ролики *5* установлены на рычагах *7*, шарнирно связанных со звеном *1*. Рычаги поджаты пружиной *6*, благодаря чему ролики расположены во впадинах звена *2* и при допустимом вращающем моменте осуществляют связь звеньев *1* и *2*. При перегрузке ролики отжимаются внутрь звена *2* и муфта выключается.

В сх. *в* звенья *1* и *2* имеют торцовые зубья треугольного профиля. Звено *1* установлено на валу так, что может перемещаться в осевом направлении, и поджато к звену *2* пружиной *6*. При перегрузке звено *1* отжимается и звенья проворачиваются одно относительно другого.

В сх. *г* звено *1* имеет углубления, с которыми взаимодействуют шарики *8*, поджатые пружиной *6*. Вращающий момент передается благодаря взаимодействию шариков и углублений. При пере-



грузке шарики утапливаются и звенья проворачиваются. Используют в аналогичных муфтах звенья с шаровыми выступами *8* и *9*, расположенными на обоих звеньях (см. *г*, справа). В этом случае по мере увеличения нагрузки изменяется угол давления и отжимающее усилие $\bar{F}$ возрастает пропорционально произведению момента на $\operatorname{tg}\alpha$. У такой муфты выше чувствительность к перегрузкам и точность срабатывания.

Представленные на сх. *а* – *г* муфты могут передавать сравнительно небольшие моменты, поскольку в них элементы управления совмещены с силовыми элементами.

В сх. *д* вращающий момент передается посредством фрикционных дисков *10*, прижатых пружиной *6*. При перегрузке диски начинают пробуксовывать. Это относительное перемещение приводит к отжатию дисков шариками *8*.

В сх. *е* звено *1* соединено с фрикционными дисками *13* пружиной кручения *16*, а звено *2* непосредственно соединено с фрикционными дисками *12*. Диски поджаты посредством пружин *6*. При перегрузках звено *1* воздействует на промежуточное звено *11* и воздействует на стержни *15*, расположенные в окружной поверхности под углом γ к образующей. Стержни *15* перемещают толкатели *14* в осевом направлении. Пружины *6* сжимаются, а диски *13* и *12* начинают свободно вращаться. Такая муфта характеризуется высокой точностью срабатывания.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЕ УСТР. – узел м. привода, защищающий его от перегрузок.

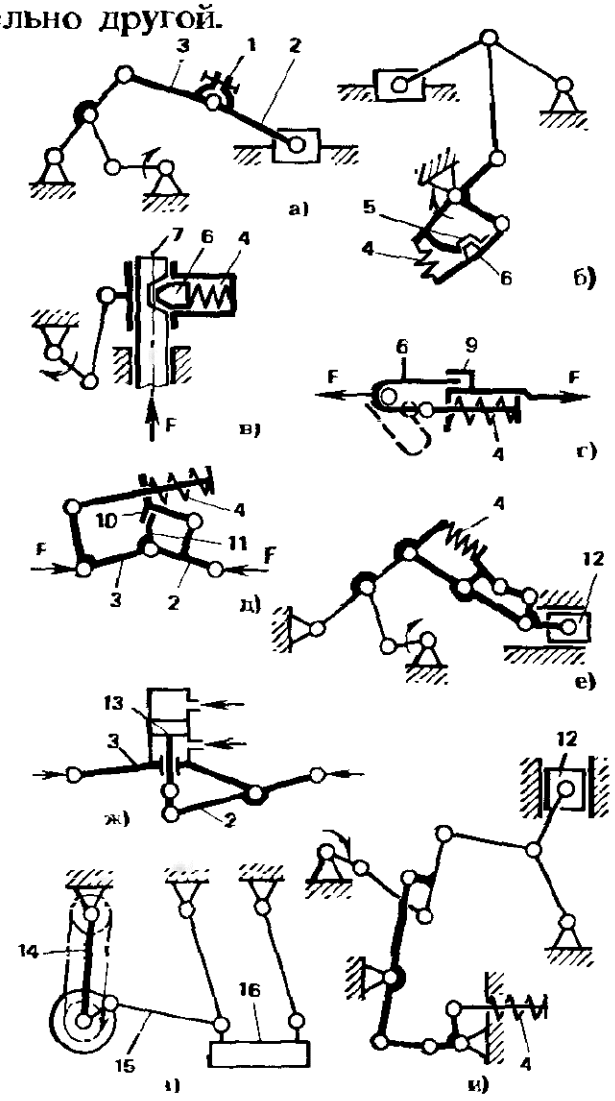
П. может отключать или ограничивать величину нагрузки. Отключающее П. выполняют в виде разрушающего элемента – штифта, соединяющего две детали (сх. *а*), или защелки, поджатой пружиной к сопряженной детали (сх. *б*, *в*).

На сх. *а* шатун зажимного м. горизонтально-ковочной машины состоит из двух звеньев: *2* и *3*, соединенных шарнирно и болтом *1*. При предельном сжатии шатуна болт *1* разрывается и звенья *2* и *3* совершают относительное движение. М. приобретает лишнюю степень свободы, и звенья не нагружаются.

В м. на сх. *б*, *в* защелка *6*, поджатая пружиной *4* к пазу сопряженной детали *5* (сх. *б*) или *7* (сх. *в*), передает нагрузку. При перегрузке защелка выскакивает из паза и звенья разъединяются. На сх. *б* – составной кривошип, на сх. *в* – составной ползун.

На сх. *г* – устр. для присоединения прицепа (например, плуга) к трактору. При перегрузках пружина *4* сжимается, серьга *8* выходит из углубления в детали *9* и, поворачиваясь, отсоединяет прицеп от трактора (на сх. *г* $\bar{F}$ обозначает направления сил, действующих на устр.).

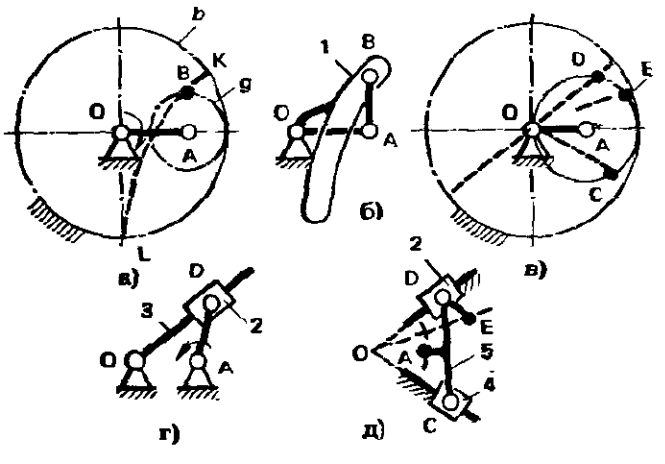
В сх. *д* при перегрузках в направлении сил $\bar{F}$ упор *10*, удерживаемый пружиной *4*, выходит из контакта с упором *11* и детали шатуна *2* и *3* свободно поворачиваются одна относительно другой.



Ограничивают нагрузку в П. путем введения в систему упругого элемента (сх. *е, ж, и*), а также шарнирной установки опорной массы привода (сх. *з*). В зажимном м. (сх. *е*) при перегрузках пружина *4* сжимается и тем самым ограничивает ход ползуна *12*. В регулятор прижима, встроенный в шатун пресса (сх. *ж*), вместо пружины введен пневмоцилиндр *13*. В зависимости от давления и нагрузки (направление показано стрелками) детали шатуна *2* и *3* складываются в большей или меньшей мере и соответственно изменяется длина шатуна, т. е. шатун представляет собой как бы пружину сжатия.

В зажимном м. пресса на сх. *и* пружина *4* установлена на одном из опорных звеньев. Если это звено отсоединить от стойки, то м. приобретает лишнюю степень свободы. Упругая связь со стойкой обеспечивает перемещение звеньев при перегрузках без их поломки. Привод *14* грохота (сх. *з*), обладающий значительной массой, подвешен к раме шарнирно. При нормальной загрузке грохот *16* раскачивается, а привод остается почти неподвижным. При переполнении грохота изменяется соотношение масс и начинает раскачиваться привод *14*, нагрузка в шатуне *15* и в элементах привода далее не возрастает.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОГО М. В ДРУГИЕ ВИДЫ М. – процесс получения разновидностей кулачкового или рычажного м. из планетарного м. путем изменения места расположения и вида кинематических пар при сохранении относительного движения звеньев.



На сх. *а* сателлит *g* обкатывается по центральному колесу *b* при вращении водила *AO*. Т. *B* при этом движется по гипоциклоиде *KL*. Если в соответствии с данной траекторией выполнить кулачок *1* (сх. *б*), взаимодействующий со звеном *AB*, то, исключив при этом зубчатое зацепление, получают кулачковый м.

При равенстве радиуса начальной окружности сателлита межосевому расстоянию *AO* траектории т. т. *D, C, E*, расположенных на этой окружности, из гипоциклоид превращаются в прямые лучи, проходящие через т. *O* (сх. *в*). Если с лучом *OD* совместить направляющую или кулису *3* (сх. *г*), а звено *AD* связать с ней вращательной и поступательной парами в т. *D*, то получится кривошипно-ползунный м. или кривошипно-кулисный м.

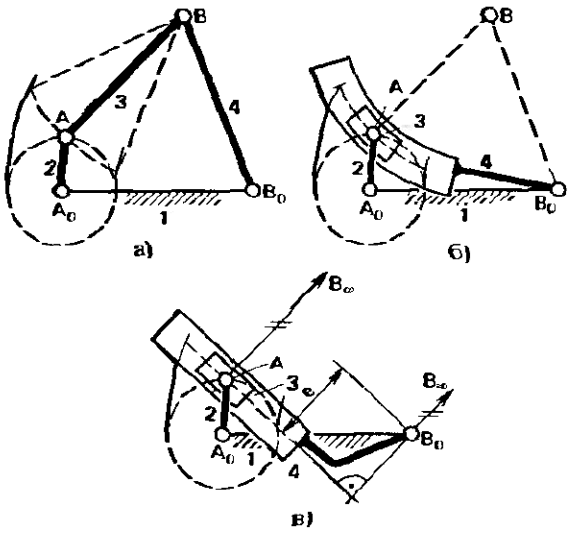
Причем один из другого может быть получен обращением движения (см. *Обращения движения метод*).

В сх. *г* при вращении кривошипа *AD* звено *2* скользит вдоль кулисы *3*. Кулиса *3* вращается с угловой скоростью, в 2 раза меньшей угловой скорости кривошипа.

Сх. *д* получена путем совмещения с лучами *OD* и *OC* неподвижных направляющих. На них установлены ползуны *2* и *4*, шарнирно связанные с сателлитом – звеном *5* в т. т. *D* и *C* соответственно. Получился двухползунный м. Его т. *A* (центр сателлита) воспроизводит дугу окружности радиусом *OA*, а т. *E* – любая т. на начальной окружности сателлита воспроизводит прямую линию *OE*.

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО М. – процесс получения разновидностей четырехзвенного м. из одного его вида путем изменения длин звеньев и конструктивного изменения элементов кинематических пар.

На сх. *а* в кривошипно-коромысловом м. шатун *3* относительно т. *B* совершает качательное движение при вращении кривошипа *2*. Точка *A* движется



по дуге окружности в системе координат, связанной с коромыслом *4*. Если со звеном *4* связать криволинейную направляющую с радиусом *AB* и поместить в нее ползун, то получится м. с криволинейной кулисой (сх. *б*).

Увеличивая до бесконечности радиус *AB* (см. B_∞ на сх. *в*), можно получить м. с прямолинейной кулисой, направляющая которой смещена от оси поворота кулисы на величину *e*. Таким образом, м. на сх. *в* представляет собой частный вариант м. на сх. *а*.

На сх. *а*, *б*, *в* стойка обозначена *1*.

ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КООРДИНАТ МЕТОД – определение положений звеньев путем использования зависимостей аналитической геометрии (переноса начала координат и поворота осей) с учетом размеров звеньев, вида и относительного положения элементов кинематических пар.

Для плоской не замкнутой кинематической цепи (сх. *а*), связав оси координат x_1y_1 и x_2y_2 со звеньями *1* и *2* длиной l_1 и l_2, получим координаты точки *C* в системе x_1y_1 и далее в системе *xy*:

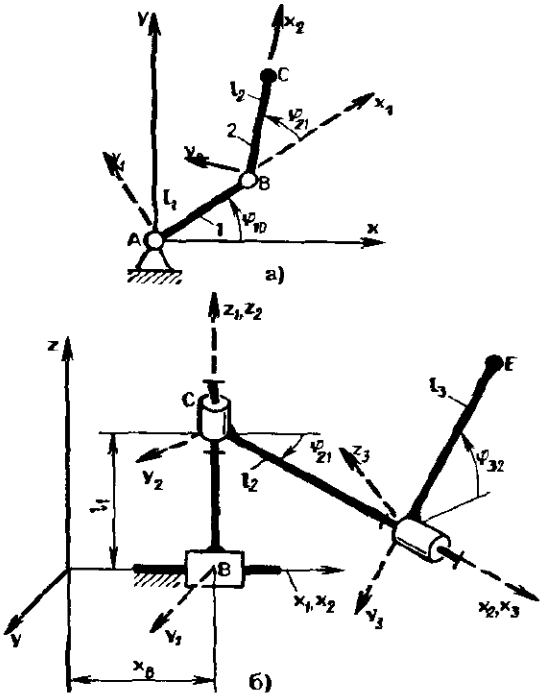
$$x_{C1} = l_2 \cos\varphi_{21} + l_1;$$

$$y_{C1} = l_2 \sin\varphi_{21};$$

$$x_C = x_{C1}\cos\varphi_{10} - y_{C1}\sin\varphi_{10};$$

$$y_C = x_{C1}\sin\varphi_{10} + y_{C1}\cos\varphi_{10}.$$

Совместное решение уравнений позволяет определить x_C и y_C, т. е. координаты точки *C*.



Для пространственной незамкнутой цепи (сх. *б*) аналогично получим

$$x_{E2} = l_2;$$

$$y_{E2} = -l_3\cos\varphi_{32};$$

$$z_{E2} = l_3\sin\varphi_{32};$$

$$x_{E1} = x_{E2}\cos\varphi_{21} - y_{E2}\sin\varphi_{21};$$

$$y_{E1} = x_{E2}\sin\varphi_{21} + y_{E2}\cos\varphi_{21};$$

$$z_{E1} = z_{E2} + l_1;$$

$$x_E = x_{E1} + x_B;$$

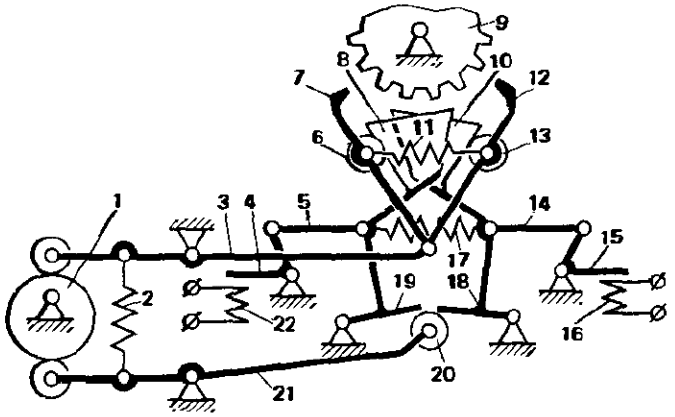
$$y_E = y_{E1};$$

$$z_E = z_{E1}.$$

Совместное решение уравнений позволяет определить координаты т. *E*.

Приведенный пример характеризует наиболее распространенный простейший частный случай пространственной кинематической цепи, в которой оси вращения и перемещения элементов соседних кинематических пар взаимно перпендикулярны. Для замкнутой кинематической цепи П. используют, разделяя замкнутую цепь на две незамкнутые, а затем приравнивают полученные координаты элементов разомкнутой кинематической пары.

ПРЕРЫВИСТОГО ВРАЩЕНИЯ М. – устр. для сообщения выходному звену



прерывистого вращения при непрерывном вращении входного звена.

От входного звена – кулачка *1* движение передается коромыслам *3* и *21*, связанным пружиной *2*. Коромысло *3* сообщает движение собачкам *7* и *12*, а коромысло *21* через ролик *20* воздействует на управляющие рычаги *19* и *18*. Рычаги *19* и *18* стянуты пружиной *17*. В процессе передачи движения один из рычагов повернут так, что ролик *20* его не касается, а закрепленный на рычаге клин *8* или *10* отводит собачку *7* или *12* в нерабочее положение, воздействуя на нее через ролик *6* или *13*, ролики *6* и *13* прижаты к клиньям *8* и *10* пружиной *11*. Рычаг *19* поворачивается с помощью электромагнита *22*, притягивающего звено *4*. Звено *4* связано с рычагом *19* тягой *5*. Такое же симметрично расположенное устр. имеет рычаг *18*. Оно состоит из звеньев *14*, *15* и управляется электромагнитом *16*.

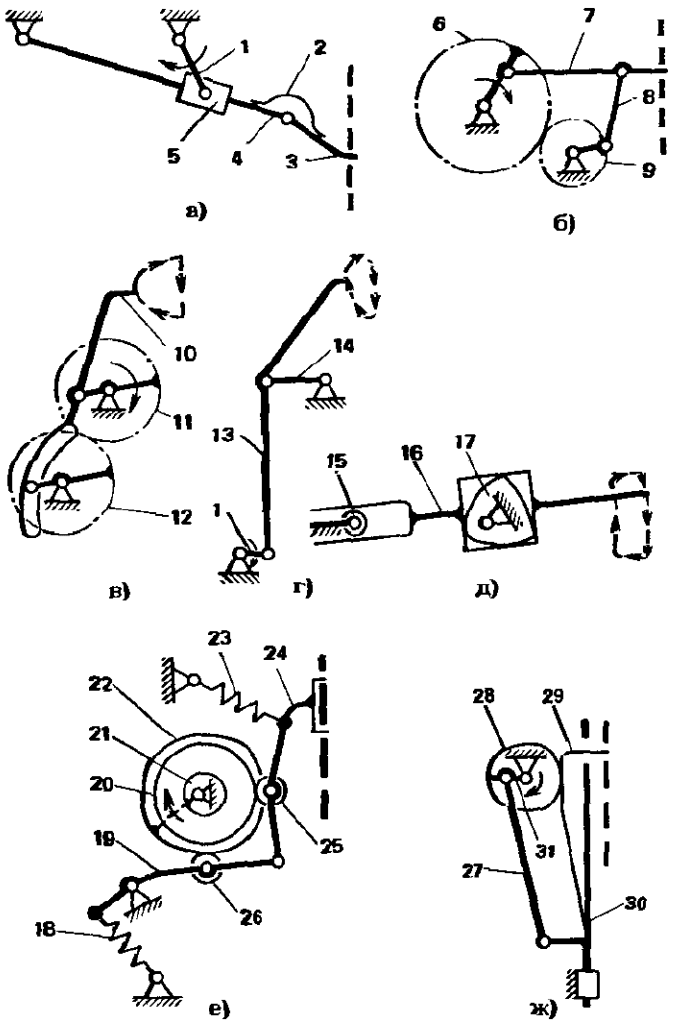
В случае, когда одна из собачек отведена в нерабочее положение, вторая собачка при качании контактирует с зубьями колеса *9* и сообщает ему прерывистое движение. Отводя в нерабочее положение ту или другую собачку, можно реверсировать вращение колеса *9*.

Если оба электромагнита *22* и *16* включены или отключены, то клинья *8* и *10* разводят собачки *7* и *12* на такое расстояние, что при их качании они не могут контактировать с зубьями колеса *9*. Эта особенность исключает одновременный аварийный контакт собачек с зубьями.

ПРЕРЫВИСТОГО ОДНОНАПРАВЛЕННОГО ДВИЖЕНИЯ М. – устр. для циклического протягивания перфорированной ленты. П. наз. также грейферным м. В качестве П. используют кулисный м. (сх. *а*), зубчато-рычажные м. (сх. *б*, *в*) и др. м.

В сх. *а* кулиса *4*, совершающая качательное движение, взаимодействует через шатун *5* с вращающимся кривошипом *1*. Шарнирно с кулисой связана собачка *3*. Силовое взаимодействие этих звеньев осуществлено также через листовую пружину *2*. Звенья *4*, *2* и *3* образуют своеобразный м. свободного хода. При движении кулисы в одном направлении собачка отжимается и проскакивает через отверстия в ленте. При движении в другом направлении собачка захватывает и протягивает ленту.

В сх. *б* зубчатые колеса *6* и *9*, зацепляющиеся между собой, приводят в движение шатуны *7* и *8*, соединенные между собой и с зубчатыми колесами. Образованный таким образом пятизвенный зубчато-рычажный м. обеспечивает движение шатуна *7*, при котором он



зацепляется с лентой и протягивает ее в одном направлении, а затем отходит от ленты и движется свободно, после чего цикл повторяется.

В сх. *в* зубчато-рычажный м. представляет собой соединение зубчатой пары *11* и *12* с кулисой *10*, имеющей криволинейную направляющую. Примерная траектория т. кулисы показана стрелками. На этой траектории имеется участок, близкий к прямолинейному, на котором кулиса взаимодействует с перфорированной лентой.

В сх. *г* использован кривошипно-коромысловый лямбдообразный м. Чебышева [см. *Прямолинейно-направляющий приближенный м. (прямило)*]. Шатун *13*, шарнирно соединенный с кривошипом *1* и коромыслом *14*. Соотношения длин звеньев и форма шатуна позволяют получить траекторию т. шатуна с участком, близким к прямолинейному, на котором шатун контактирует с лентой.

В сх. *д* использован кулачково-кулисный м., в котором шатун *16* имеет ведущий кулачок *17* с круговыми участками профиля, размещенный в квадратной рамке, а функции кулисы выполняет элемент шарнира *15*. Траектория т. шатуна, по которой он взаимодействует с перфорированной лентой, имеет участки в виде дуг окружностей малой кривизны.

В сх. *е* использован кулачковый м. В нем ведущими являются кулачок *22* и эксцентрик *21*, установленные на одном валу. Эксцентрик *21* через подшипник *20* и ролик *25* сообщает движение ведомому звену *24*, поперечное по отношению к движению ленты. Кулачок *22* взаимодействует через ролик *26* с коромыслом *19*, которое шарнирно связано со звеном *24*. Коромысло *19*, совершая качательные движения, сообщает ведомому звену *24* перемещения вдоль ленты. Силовое замыкание в м. осуществляется пружинами *18* и *23*.

В сх. *ж* для продольных перемещений ленты использован кривошипно-ползунный м. От ведущего кривошипа *31* движение через шатун *27* передается ползуну *30*. На ползуне *30* закреплено упругое звено *29*, зацепляющееся в определенный период с перфорированной лентой. Поперечные движения звену *29* сообщает кулачок *28*, жестко соединенный с кривошипом.

ПРЕРЫВИСТОЙ ПОДАЧИ М. (авт.) – устр., транспортирующее материал в виде прутка или ленты, периодически захватывая и перемещая его.

В сх. *а* применены упругие зажимы *1* и *7*. Пруток *8* при действии зажима *7* неподвижен, а при освобождении прутка от его действия перемещается вместе с зажимом *1*. Зажим *7* управляемый и замыкающий. При введении в неподвижный конус его упругие элементы сходятся, приближаются друг к другу и зажимают пруток *8*. Действие зажима *1* основано на разности сопротивления перемещению прутка при рабочем и холостом ходах. Упругие элементы зажима *1* все время прижаты к прутку *8*, но при холостом ходе (пруток зажат зажимом *7*) они скользят по поверхности прутка, а при рабочем – перемещаются вместе с ним. Привод зажимов осуществляется от кулачка *5*. Для перемещения зажима *7* служит коромысло *6*. Зажим *1* совершает возвратно-поступательное движение с помощью коромыслово-ползунного м. (звенья *4*, *2*, *1*). Коромысло *4* двуплечее, одно из плеч регулируемой длины. Регулировка обеспечивается перемещением ползуна *3*. При изменении длины плеча коромысла изменяется ход зажима *1* и соответственно средняя скорость подачи прутка.

В качестве зажимов в П. используют также поступательные м. свободного хода различного вида. В шариковом м. на сх. *б* конус *9* неподвижен, шарики *10* поджаты к нему пружинами *11*. Шарики *10* допускают движение прутка только в одном направлении (на сх. *б* – вправо). Конус *12* совершает возвратно-поступательное движение. При его движении вправо пруток зажимается его шариками и перемещается вместе с ним. При движении конуса *12* влево пруток за-

жат шариками конуса 9 и неподвижен, а конус 12 свободно скользит вдоль прутка. Таким образом периодически пруток перемещается и восстанавливается.

На сх. *в* — м. свободного хода ножевого типа. Захватывающие элементы выполнены в виде ножей *14*, установленных на ползуне *13* и поджимаемых к перемещаемому материалу пружинами *11*.

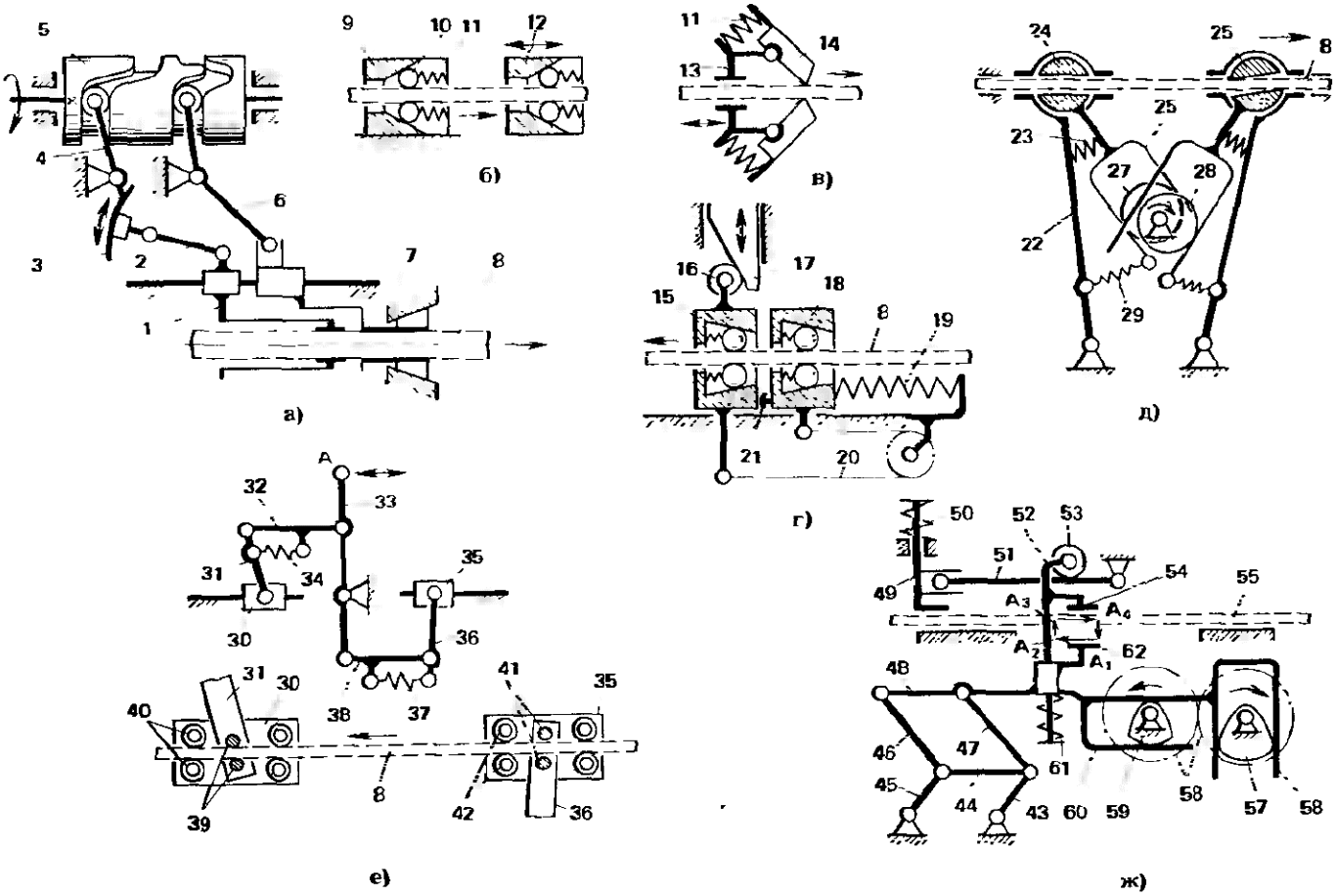
На сх. *г* — П. с двумя подвижными м. свободного хода *15* и *18*, которые периодически сближаются и удаляются. Привод осуществляется от ползуна *17* в виде клина. Ползун совершает возвратно-поступательные движения, воздействуя на ролик *16*, установленный на м. свободного хода *15*.

При движении ползуна вниз м. перемещается влево, а его ролики зажимают пруток *8* и протаскивают влево. Одновременно движение передается через гибкую связь *20* м. свободного хода *18*, который перемещается вправо, свободно скользя вдоль прутка *8*.

При движении ползуна *17* вверх м. *18* под действием пружины *19* перемещается влево, протаскивая пруток *8*. М. *15* с помощью гибкой связи *20* перемещается вправо, скользя вдоль прутка. Движение м. ограничивается упором *21*. За одно движение ползуна каждый из м. свободного хода совершает по рабочему и по холостому ходу.

На сх. *д* — П. для перемещения сварочной проволоки *8*. Проволока пропущена сквозь отверстия захватных устр. — цилиндры *24* и *25*. Захватному устр. периодически сообщается перемещение и поворот. Когда ось отверстия расположена вдоль оси проволоки, захватное устр. (на сх. цилиндр *24*) свободно скользит по ней. Когда отверстие перекошено, при повороте захватного устр. проволока зажимается кромками и перемещается вместе с захватным устр. (на сх. цилиндр *25*). В то время как одно устр. *24* свободно перемещается влево, второе устр. *25* захватывает и перемещает проволоку вправо.

Поворот и перемещение захватного устр. осуществляется от кулачка *27*. Вращаясь, кулачок сообщает движение вилке *26*, увлекая за ней и коромысло *22*, соединенное с вилкой пружиной *29*. Вилка *26* жестко соединена с захватным устр. *24* и шарнирно связана с коро-



мыслом *22*. Между вилкой и коромыслом установлена также пружина сжатия *23*. Выбор соответствующей жесткости пружин позволяет обеспечивать требуемую ориентацию отверстия захватного устр. *24* и совместное движение звеньев *22*, *26*.

Таким же образом осуществляется привод устр. *25*. Его кулачок *28* повернут по отношению к кулачку *27* на 180°.

На сх. *е* – другой вариант м. подачи сварочной проволоки. Коромыслу *33* сообщают качательное движение, которое преобразуется в прерывистое однонаправленное движение проволоки *8*. От коромысла через шатуны *32* и *31* приводится ползун *30*, а через шатуны *38* и *36* – ползун *35*. Проволока *8* ориентирована роликами *40* и *42*, расположенными на ползунах. Качание шатунов *31* и *36* приводит к периодическому поочередному защемлению проволоки штифтами *30* и *41*. При этом пружины *34* и *37* способствуют уменьшению или увеличению наклона шатунов *31* и *36* в зависимости от направления качания коромысла *33*.

При движении т. *А* влево шатун *31* поворачивается, защемляет штифтами *39* проволоку и увлекает ее влево, а в это время шатун *36* практически не наклоняется и проволока свободно скользит между штифтами *41*. При движении т. *А* вправо поворачивается шатун *36*, защемляет и увлекает проволоку влево, а шатун *31* почти не поворачивается и обеспечивает свободное движение проволоки.

В сх. *ж* перемещаемая лента *55* зажимается губками *54* и *62*, сдвигается вправо, затем прижимается к стойке губкой *49* на время возврата губок *54* и *62* влево.

Губка *62* приводится от двух кулачков *57* и *59*, вращаемых с одинаковой частотой. Кулачки связаны между собой зубчатой парой *58*. Кулачки могут быть установлены на одном валу, при этом направление их вращения не влияет на характер движения выходного звена.

Выходное звено *48*, к которому жестко присоединены губка *62*, вилки *60* и *56*, соединено со стойкой посредством параллельно-направляющего м., составленного из двух параллелограммов. Он имеет параллельные звенья одинаковой длины *46* и *47*, *48* и *44*, *45* и *43*.

Кулачок *59* взаимодействует с вилкой *60* и перемещает звено *48* только в вертикальном направлении, а кулачок *57* взаимодействует с вилкой *56* и перемещает звено *48* в горизонтальном направлении. Траектория т. звена *48* представляет собой прямоугольник $A_1A_2A_3A_4$. Благодаря такому перемещению обеспечивается точное перемещение ленты – отсутствует продольное проскальзывание ленты при ее зажатии губками *62* и *54*, а также губкой *49*.

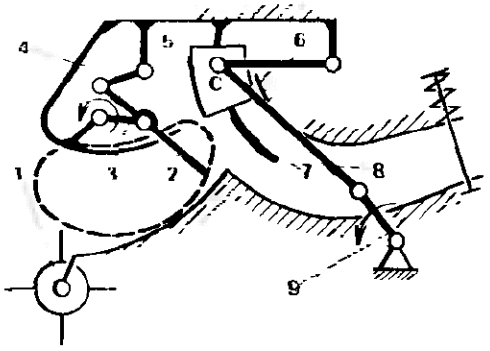
Губка *54* установлена на ползуне *52* и поджата пружиной *61* относительно звена *48*. При перемещении губки *62* вниз звено *48* воздействует через пружину *40* на ползун *52*. Ползун через ролик *53* давит на рычаг *51*, а тот в свою очередь приводит в движение губку *49*, прижимая ее к ленте *39*. Возврат губки *49* в верхнее положение осуществляется пружиной *50* при движении звена *48* вверх.

Таким образом, обеспечивается поочередное перемещение губки *62* и губки *49*.

ПРЕСС МЕХАНИЧЕСКИЙ – см. *Ковочно-штамповочный механический пресс*.

ПРЕССОВАНИЯ СЕНА М. (с. х.) – устр. для формирования сена в плотную массу.

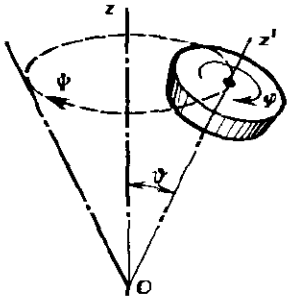
Подборщик *1* перемещает скошенное сено в приемную полость П. Лопасть *2* перемещает его в емкость для прессования. Ползун *5*, перемещаясь по криволинейной направляющей, уплот-



няет сено. Привод лопасти *2* осуществляется от кривошипа *3*. Звенья *3*, *2*, *4* вместе со стойкой образуют кривошипно-коромысловый м. с ведомым шатуном-лопастью *2*. Привод ползуна *5* осуществляется от кривошипа *9*. Звенья *9*, *8*, *6* вместе со стойкой образуют кривошипно-коромысловый м. с ведомым коромыслом *6*, с которым шарнирно соединен ползун *5*. Шарнир *C* движется по дуге окружности. Ползун *5* ориентируется с помощью направляющей *7*, расположенной сбоку вне зоны прессования.

ПРЕЦЕССИИ УГОЛ – см. *Эйлера углы*.

ПРЕЦЕССИЯ (от лат. praecedo – предшествую) – движение твердого тела вокруг неподвижной точки, состоящее из его вращения вокруг оси, неизменно связанной с телом, оси собственного вращения и движения, при котором эта ось вращается вокруг пересекающей ее оси, неподвижной в рассматриваемой системе отсчета оси прецессии. Ось собственного вращения описывает при этом коническую поверхность.



На сх. перемещение φ характеризует собственное (чистое) вращение, ψ – прецессию. П. может сопровождаться нутацией (см. также *Эйлера углы*). Если нутации нет (угол нутации ϑ не меняется), а угловые скорости собственного вращения и П. постоянны, то П. называют регулярной.

ПРИБЛИЖЕННОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ М. – см. *Уравновешивание м.*

ПРИБЛИЖЕННЫЙ СИНТЕЗ М. – проектирование м. для приближенного выполнения заданных условий.

ПРИВЕДЕННАЯ МАССА М. – масса, которую надо сосредоточить в данной точке м. (точке приведения), чтобы кинетическая энергия этой материальной точки равнялась сумме кинетических энергий всех звеньев м.

По аналогии с П. определяют приведенный момент инерции м. – момент инерции, которым должно обладать одно из звеньев м. (звено приведения) относительно оси его вращения, чтобы кинетическая энергия этого звена равнялась сумме кинетических энергий всех звеньев м.

В соответствии с определением приведенную массу $m_{пВ}$ и приведенный момент инерции $J_{п1}$ определяют из соотношений

$$m_{пВ} = \sum\left[m_i\left(\frac{v_i}{v_B}\right)^2 + J_i\left(\frac{\omega_i}{v_B}\right)^2\right];$$

$$J_{п1} = \sum\left[m_i\left(\frac{v_i}{\omega_1}\right)^2 + J_i\left(\frac{\omega_i}{\omega_1}\right)^2\right],$$

где m_i, J_i, v_i и ω_i – соответственно масса, момент инерции, линейная и угловая скорости i-го звена; v_B, ω_1 – соответственно линейная скорость точки приведения и угловая скорость звена приведения.

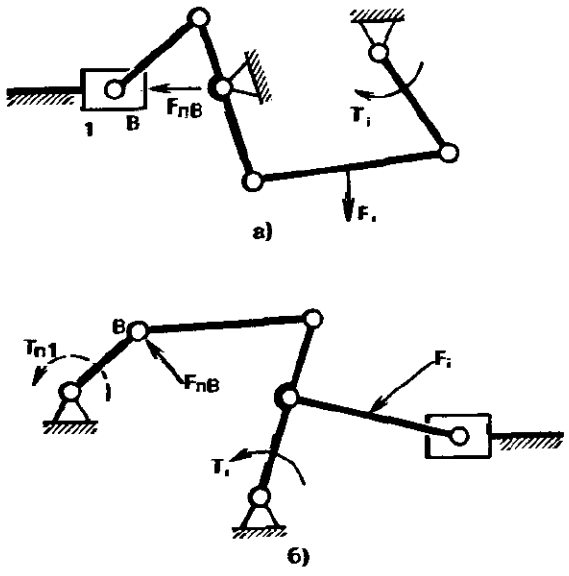
ПРИВЕДЕННАЯ ПАРА СИЛ – см. *Приведенная сила*.

ПРИВЕДЕННАЯ СИЛА – сила, условно приложенная к одной из точек м. (точке приведения) и определяемая из равенства элементарной работы этой силы сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья м. Различают «приведенную движущую силу», «приведенную силу сопротивления», «приведенную силу инерции» и др.

По аналогии с П. определяют приведенную пару сил как пару сил, условно приложенную к одному из звеньев м. (звену приведения) и определяемую из равенства элементарной работы этой пары сил сумме элементарных работ сил и пар сил, действующих на звенья м.

Приведенный момент сил равен моменту пары сил.

На сх. *а* и *б* представлены соответственно варианты с поступательным



и вращательным звеньями приведения. Даны силы F_i и пары сил T_i, приводимые к звену *1*. Обозначения: v_i, ω_i – линейная скорость *i*-й т. и угловая скорость *i*-го звена; v_B, ω_1 – линейная скорость т. *B* и угловая скорость звена *1*; l_{AB} – длина звена *AB*. Из определения приведенных силы $F_{пB}$ и приведенной пары сил $T_{п1}$ следует, что

$$F_{пB} = \sum\left[\frac{F_i v_i \cos\alpha_{Fv}}{v_B} + \frac{T_i\omega_i}{v_B}\right];$$

$$T_{п1} = \sum\left[\frac{F_i v_i \cos\alpha_{Fv}}{\omega_1} + \frac{T_i\omega_i}{\omega_1}\right];$$

$$T_{п1} = F_{пB} l_{AB}.$$

ПРИВЕДЕННЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ М. – см. *Приведенная масса м.*

ПРИВЕДЕННЫЙ МОМЕНТ СИЛ – см. *Приведенная сила.*

ПРИВЕДЕННЫЙ РАДИУС КРИВИЗНЫ – величина, определяемая как радиус суммарной кривизны соприкасающихся поверхностей (кривых) в точке контакта.

Для цилиндрических поверхностей с радиусами кривизны ρ_2 и ρ_1

$$1/\rho = 1/\rho_2 \pm 1/\rho_1,$$

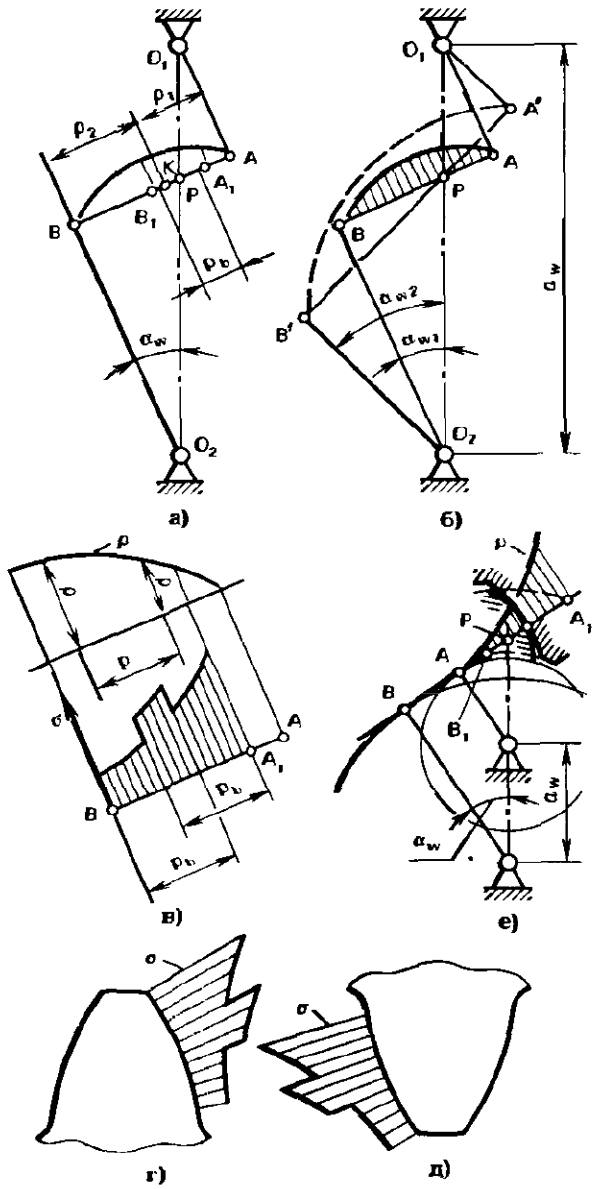
где «+» – для соприкасающихся выпуклых поверхностей, «–» – для соприкасающихся вогнутой и выпуклой поверхностей.

Из уравнения следует, что

$$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

П. используют для оценки нагрузочной способности фрикционных и зубчатых передач. Чем больше приведенный радиус ρ, тем меньше напряжения при одной и той же передаваемой нагрузке.

С учетом того, что для эвольвентного зацепления радиус кривизны эвольвенты равен расстоянию от точки контакта до точки касания линии зацепления с основной окружностью, на сх. *а* построен график изменения ρ. График симметричен относительно линии зацепления. При передаточном числе $u = 1$ в полюсе *P* ρ максимален. В приведенном примере при $u > 1$ приведенный радиус кривизны на активной линии зацепления меньше его возможного максимального значения. Поэтому желательно размещать активную линию зацепления как можно



ближе к середине линии зацепления. Так как изменить ρ в полюсе не удастся, поэтому целесообразно разместить полюс в зоне двухпарного зацепления (сх. *в*), чтобы нагрузка при малом радиусе кривизны перераспределялась на две пары зубьев.

Характерно, что с увеличением угла зацепления α_w при том же межосевом расстоянии увеличивается приведенный радиус кривизны ρ (сравни на сх. *б* графики ρ при α_{w1} и α_{w2}) пропорционально $\sin\alpha_w$. Но при этом возрастает и сила F в зацеплении, она изменяется обратно пропорционально $\cos\alpha_w$, так как $F = \frac{T}{r_w \cos\alpha_w}$, где T – момент на колесе; $r_w \cos\alpha_w$ – плечо действия силы при неизменной величине r_w. Напряжения при этом пропорциональны:

$$\sqrt{\frac{F}{\rho}} = \sqrt{\frac{1}{\cos\alpha_w \sin\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}},$$

а следовательно, при $\alpha_w < 45^\circ$ уменьшаются с увеличением α_w. При учете коэффициента перекрытия и распределения нагрузки на две пары зубьев суммарный приведенный радиус кривизны $\rho = \rho_I + \rho_{II}$, где ρ_I и ρ_{II} – приведенные радиусы кривизны, определяемые на активной линии зацепления на расстоянии шага p_b (сх. *в*).

На сх. *в* показано распределение напряжений при различных положениях точек контакта на линии зацепления. Эпюры напряжений перенесены также на профили зубьев ведомого (сх. *г*) и ведущего (сх. *д*) колес. Следует рассматривать законы изменения напряжений как приближенные, поскольку в реальных передачах распределение нагрузки между двумя парами зубьев носит случайный характер из-за неточностей изготовления. Все же приведенные графики позволяют объяснить причину наиболее вероятного разрушения поверхности зуба ведущего колеса вблизи полюса зацепления со стороны ножки. В этом месте наибольшие напряжения сочетаются с возрастающим удельным скольжением, а скорость скольжения не обеспечивает благоприятной смазки.

Для внутреннего зацепления П. определяется аналогично (сх. *е*). Очевидно, что для получения меньшего износа и более высокой нагрузочной способности целесообразно располагать активную линию зацепления как можно дальше от точки *A*. Возможно при этом располагать активную линию зацепления за полюсом *P* (заполюсное зацепление).

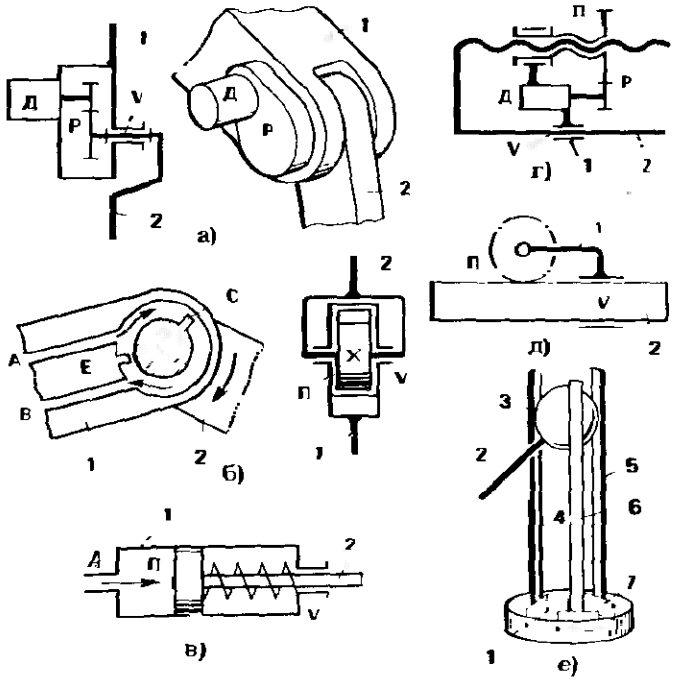
ПРИВОД МАШИНЫ (ПРИВОД) – система, состоящая из двигателя и связанных с ним устр. для приведения в движение одного или нескольких твердых тел, входящих в состав машины.

ПРИВОДНАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПАРА – кинематическая пара, в которой звенья перемещаются принудительно посредством привода, смонтированного на них.

Известны конструктивные решения вращательной (сх. *а*, *б*) и поступательной (сх. *в*, *г*, *д*) приводных пар V класса (одноподвижных пар).

Обычно они приводятся с помощью двигателя *Д* и передачи *Р* (сх. *а*), установленных на одном из звеньев: *1* или *2* (в частном случае таким звеном является стойка).

Простейшее решение приводной вращательной пары представляет собой пластинчатый поворотный гидродвигатель (сх. *б*). Жидкость по каналу *А*



поступает в замкнутую полость между звеньями *1* и *2*, давит на лопатки *C* и *E*, поворачивает одно звено относительно другого.

Приводная поступательная пара выполняется, например, в виде гидроцилиндра *1* (сх. *в*), взаимодействующего с поршнем *2*. Относительное движение звеньев осуществляется за счет жидкости, подаваемой под давлением по каналу *A*. Возвратное движение может быть осуществлено, например, с помощью пружины.

Приводные поступательные пары выполняют также в виде винтового м. (сх. *г*) и реечной передачи (сх. *д*).

Все приведенные кинематические пары при детальном рассмотрении представляют собой м., в которых можно выделить направляющую кинематическую пару V класса и приводное устройство П.

П. с двумя степенями свободы и более можно получить, используя направляющую кинематическую пару соответствующего класса и приводные элементы, обеспечивающие преобразование и передачу движения, например, направленных колебаний за счет трения или магнитной связи. В качестве источников колебаний используют, в частности, пьезоэлектрик.

На сх. *е* в качестве примера представлена кинематическая пара с четырьмя степенями свободы, в которой одно звено принудительно перемещается относительно другого звена.

Звено *1* связано со звеном *2* вращательно-поступательной парой. На конце звена *2* закреплен шар *3*, размещенный между тремя направляющими *4*, *5* и *6*, установленными в звене *1* (например, соединены со звеном *1* упругой средой). На концах направляющих расположены вибровозбудители *7*, создающие асимметричные колебания. Параметры колебаний выбирают такими, что в одном направлении обеспечивается совместно движение контактирующих элементов за счет трения, а в другом направлении обеспечивается проскальзывание.

Создание одинаковых колебаний вдоль всех направляющих приводит к поступательному перемещению шара *3*.

Колебания одной из направляющих или различные колебания двух или трех направляющих позволяют вращать шар *3* вокруг любой из трех осей координат.

ПРИВОДНОЕ ДВУХПОДВИЖНОЕ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – соединение двух звеньев посредством приводных вращательных пар, обеспечивающее принудительное вращение одного звена вокруг двух осей координат, связанных с другим звеном.

П. эквивалентно двухподвижному сферическому шарниру (сх. *а*) с принудительным относительным движением звеньев *1* и *2*. На практике для осуществления П. используют сх. *б*. В ней сферическая пара заменена последовательным соединением двух цилиндрических пар между звеньями *1* и *3*, *3* и *2*.

На сх. *в* дано исполнение цилиндрических пар приводными. Для этой цели между звеньями *1* и *3*, *3* и *2* установлены гидроцилиндры *5* и *4* соответственно.

В сх. *г* привод в виде гидроцилиндров *4* и *5* связывает непосредственно звенья *1* и *2*, которые соединены между собой промежуточным звеном – крестовиной *3*. Оси гидроцилиндров расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях.

В сх. *д* привод выполнен в виде сильфонов *6*, *7* и связывает каждое из звеньев *1*, *2* с крестовиной *3*, т. е. представляет собой по аналогии со сх. *в* соединение звеньев посредством приводных одноподвижных пар. Перемещаемые сильфонами штоки *10* через ленты *8* передают вращение шкивам *9*, закрепленным на крестовине *3*. Таким образом осуществляется поворот звеньев *1* и *2* вокруг осей крестовины *3*.

На сх. *е* между звеньями *1* и *2* размещено звено *3*, но в отличие от сх. *б* – *д* пара, связывающая звенья *3* и *2*, выполнена в виде контактирующих элементов *3'* и *2'*, представляющих собой косые сечения цилиндров. Кинемати-

ческое замыкание, обеспечивающее непрерывность соприкосновения звеньев, здесь осуществлено через сферическую двухподвижную пару *A* и вал *11*, шарнирно связанный со звеном *3*. Через вал *11* и пару *A* передается вращение звену *2*. От вала *2* сообщается вращение звену *3*. Совместное вращение двух валов обеспечивает требуемое движение звена *2*. Раздельное включение приводов позволяет либо вращать звено *2* относительно оси *AB*, либо обеспечивать его плоское качательное движение.

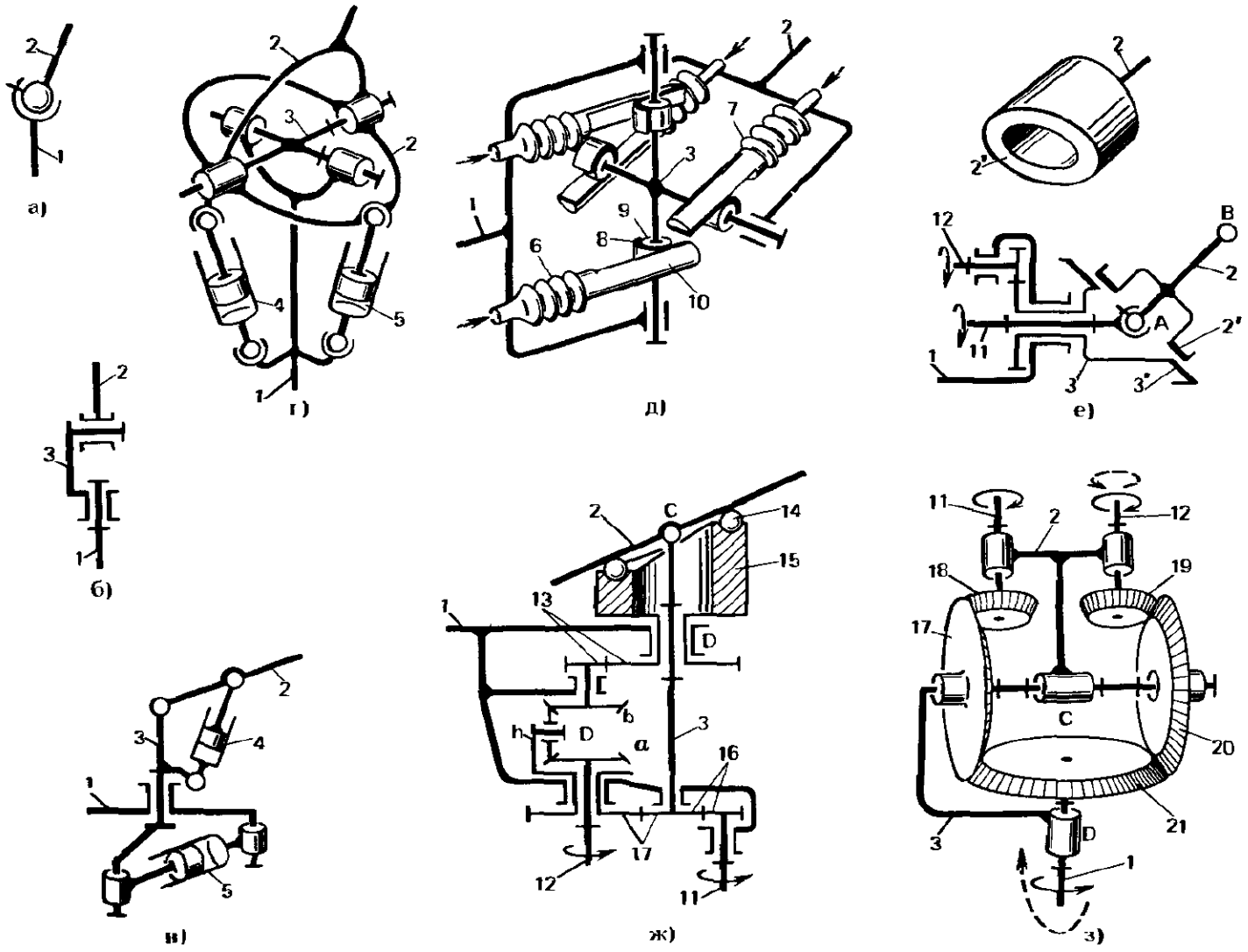
На сх. *ж* звенья *1*, *3* и *2* соединены между собой цилиндрическими вращательными парами *D* и *C* так же, как в сх. *б*. Звено *2* выполнено плоским и опирается на шарики *14* цилиндрического кулачка *15*. Его движение задается вращением звена *3* и вращением кулачка *15*. Звено *3* приводится от вала *11* через зубчатую пару *16*. Передача вращения кулачка осуществляется двумя путями: основное движение – от вала *12* через дифференциальный м. *D* и зубчатую пару *13*; корректирующее движение – от звена *3* через зубчатую пару *17*, дифференциальный м. *D* и зубчатую пару *13*.

Такое соединение исключает влияние вращения вала *11* на положение звена *2*, заданное положением вала *12*.

При вращении вала *12* и неподвижном водиле *h* вращается только кулачок *15* и звену *2* сообщается плоское качательное движение. При вращении вала *11* и неподвижном центральном колесе *a* кулачок *15* должен вращаться синхронно со звеном *3*. В связи с этим выполняют условие

$$i_{17} i_{hb}^{(a)} i_{13} = 1,$$

где i_{17}, i_{13}, $i_{hb}^{(a)}$ – передаточные отношения зубчатых пар *17*, *13* и дифференциального м. *D* при входном звене –



водиле *h*, выходном звене *b* и остановленном звене *a*.

На сх. *з* представлено П., в основу которого также положена сх. *б*. Оно позволяет наиболее полно использовать мощность приводных двигателей, вращающих валы *11* и *12*.

При вращении валов *11* и *12* в одинаковом направлении (сплошные стрелки на сх.) движение параллельно передается через зубчатые пары *18—17*, *10—20* зубчатому колесу *21* и звену *1*. Звено *1* вращается в направлении сплошной стрелки вокруг оси шарнира *D* при относительно неподвижных звеньях *2* и *3*.

При вращении валов *11* и *12* в разных направлениях колеса *17* и *20* вращаются в одну сторону и заставляют колесо *21*, не вращаясь, поворачиваться вместе со звеньями *1* и *3* вокруг оси шарнира *C* (см. направления, обозначенные на сх. штриховыми стрелками).

На обоих режимах движения используются оба привода.

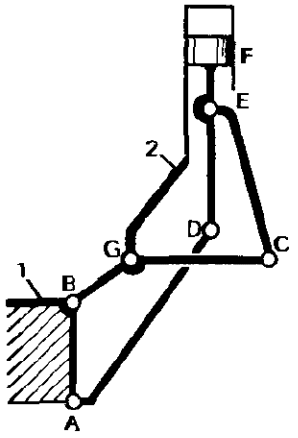
П. наиболее широко применяют в манипуляторах.

ПРИВОДНОЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЕ СОЕДИНЕНИЕ — соединение нескольких звеньев посредством приводных кинематических пар, обеспечивающее относительные движения двух звеньев такие же, как и в многоподвижных кинематических парах (пар IV и III классов).

Создание таких П. возможно последовательным соединением двух или трех приводных кинематических пар V класса (незамкнутая кинематическая цепь). При этом должно быть обеспечено заданное относительное движение двух выходных звеньев. Такие соединения эквивалентны кинематическим парам IV, III классов.

ПРИВОДНОЕ ОДНОПОДВИЖНОЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЕ СОЕДИНЕНИЕ — шарнирный или рычажный м., обеспечивающий принудительное качательное или поступательное относительное движение звеньев, не соединенных между собой кинематической парой.

К звену *1* в т. *A* и *B* (см. сх) шарнирно присоединен рычажный шестизвенный м. Приняв за стойку звено *2*, а за



входное звено — ползун *EF*, данный м. может быть образован присоединением двух структурных групп II класса (звенья *BA*, *AD* и *GC*, *CE*).

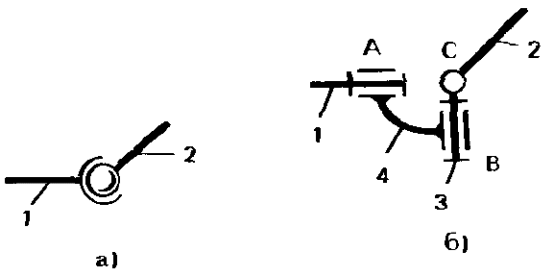
Звено *2* в данном примере жестко соединено с корпусом гидроцилиндра, образующим с поршнем-ползуном *EF* поступательную пару. При движении поршня гидроцилиндра звено *2* совершает качательное движение вокруг центра, который не совпадает ни с одним из шарниров и перемещается в некоторой зоне.

ПРИВОДНОЕ ТРЕХПОДВИЖНОЕ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ — соединение двух звеньев посредством приводных вращательных пар, обеспечивающее принудительное вращение одного звена вокруг трех осей координат, связанных с другим звеном.

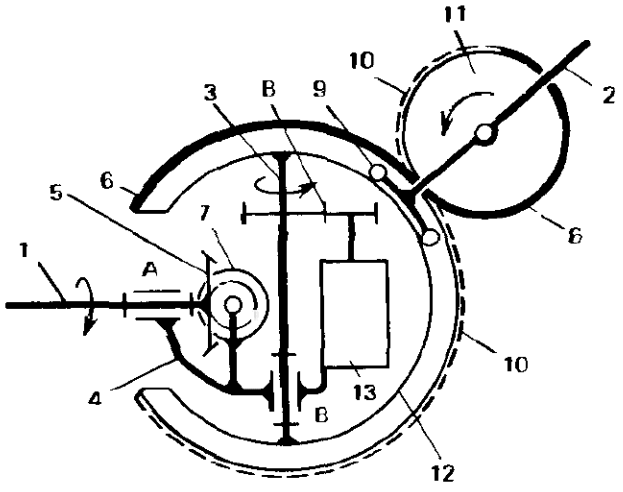
П. эквивалентно сферическому шарниру на сх. *а* с принудительным относительным движением звеньев *1* и *2*. На практике для осуществления П. используют сх. *б*. Звенья *1* и *2* в этой сх. соединены между собой посредством звеньев *4* и *3* и кинематических пар *A*, *B* и *C*.

Привод пары *A* на сх. *в* выполнен в виде двигателя *7*, смонтированного на звене *4*, и конической передачи *5*, ведомое колесо которой закреплено на звене *1*. Привод пары *B* выполнен аналогично в виде двигателя *13* и цилиндрической зубчатой передачи *8*.

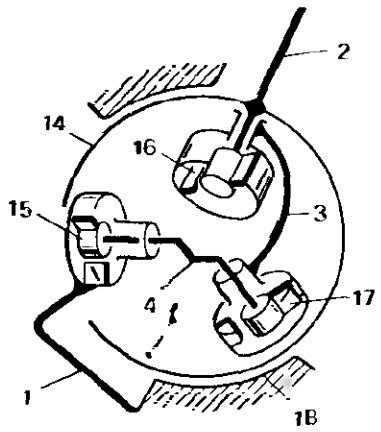
Особенностью исполнения пары *C* и ее привода является наличие круговой направляющей *12*, внутри которой разме-



а) б)



в)



г)

щены пары *A*, *B* и их приводы. По пазу направляющей *12* перемещается каретка с роликами *9*, жестко закрепленная на звене *2*. Привод осуществляется от двигателя, закрепленного на звене *2*, и ленточной передачи (ведущий шкив *11*, ленты *6* и *10* и ведомый шкив – направляющая *12*). Две ленты в передаче используются с целью обеспечения ее изометрического замыкания.

В основе сх. *г* заложена сх. *а* – звенья *1* и *2* соприкасаются сферическими поверхностями *18* и *14*. Внутри сферы *14* между звеньями *1* и *4*, *4* и *3*, *3* и *2* размещены пластинчатые поворотные гидродвигатели *15*, *16* и *17*, обеспечивающие принудительный поворот звеньев.

Все радиальные нагрузки передаются через сферические поверхности, а элементы привода нагружены только вращающими моментами и собственным весом.

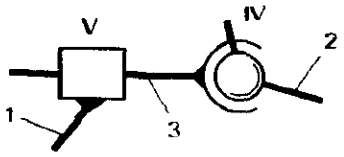
П. наиболее широко используют в манипуляторах.

ПРИВОДНОЕ ТРЕХПОДВИЖНОЕ ВРАЩАТЕЛЬНО - ПОСТУПАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – соединение звеньев посредством приводной двухподвижной вращательной пары и приводной одноподвижной поступательной пары.

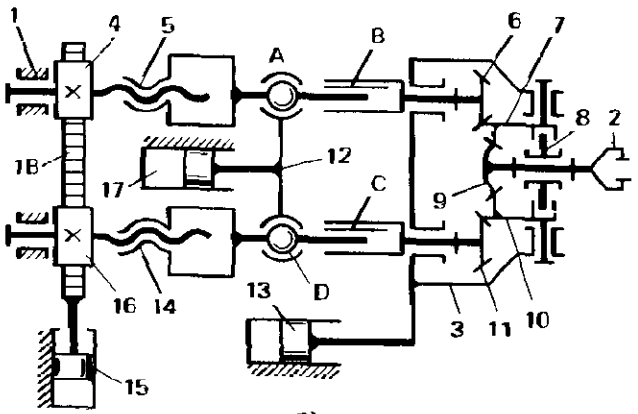
На сх. *а* – структура П.: звенья *1* и *2* соединены между собой парой V класса, промежуточным звеном *3* и сферической парой IV класса.

На сх. *б* пара IV класса выполнена в виде зубчатой передачи с двумя входными звеньями *6* и *11* (см. *Приводное двухподвижное вращательное соединение* сх. *з*).

Вращение звеньев *6* и *11* в одном направлении приводит к вращению конических зубчатых секторов *7* и *10* в разные стороны и к вращению конического колеса *9*, а следовательно, и захватного устр. *2*. Вращение звеньев *6* и *11* в разные стороны приводит к синхронному повороту секторов *7* и *10* и повороту захватного устр. *2* вокруг оси *8*.



а)



б)

Движение звеньям *6* и *11* передается от гидроцилиндра *15* и от гидроцилиндра *17*. Когда работает гидроцилиндр *15*, через рейку *18* передается вращение зубчатым колесам *4* и *16*. Зубчатые колеса *4* и *16* вращаются в одном направлении. От них через винтовые м. *5* и *14* (самотормозящиеся в окружном направлении с большими углами винтовой линии) вращение в одном направлении передается звеньям *6* и *11*.

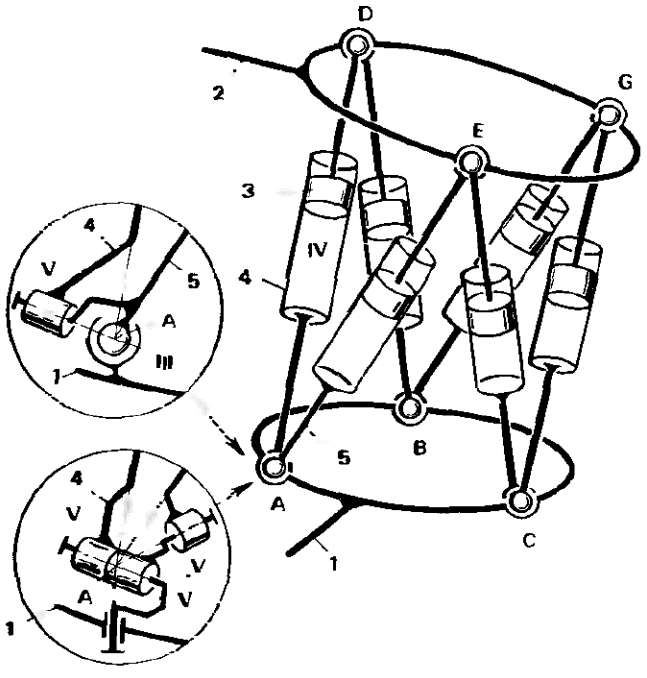
При включении в работу гидроцилиндра *17* поступательное движение передается звену *12* и через сферические пары *A* и *D* передается поступательное движение гайкам винтовых м. *5* и *14*.

Направления винтовых линий в м. *5* и *14* различное, поэтому гайки вращаются в разные стороны. Вращение передается звеньям *6* и *11*.

Поступательное движение звена *2* обеспечивается гидроцилиндром *13*, который перемещает звено *3* вместе со звеном *2*.

Элементы привода, размещенные на перемещаемых относительно друг друга звеньях *1* и *3*, связаны между собой подвижными шлицевыми соединениями *B* и *C*.

ПРИВОДНОЕ ШЕСТИПОДВИЖНОЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЕ СОЕДИНЕНИЕ – шарнирный или рычажный м., обеспечивающий принудительное произвольное относительное перемещение двух звеньев.



П. может быть представлено в виде любого м. с шестью степенями свободы одного из звеньев по отношению к другому звену (принятому, например, за стойку) и шестью приводными одноподвижными кинематическими парами.

На сх. – пример П. с шестью приводными поступательными парами, параллельно установленными между звеньями *1* и *2*. Эти пары выполнены в виде пневмо- или гидроцилиндров. Образующие их звенья (поршень *3* и цилиндр *4*) шарнирно присоединены к звеньям *2* и *1* соответственно.

В данном примере в т. т. *A*, *B*, *C* и в т. т. *D*, *E*, *G* совмещено по два шарнира, присоединяющие штоки цилиндра и поршня к звеньям *1* и *2* соответственно. На сх. слева даны варианты комбинаций кинематических пар такого присоединения звеньев *4* и *5* к звену *1*, обеспечивающие необходимое число степеней свободы П.

В первом варианте имеется одноподвижная пара V и трехподвижная III. С учетом того, что гидроцилиндр представляет собой двухподвижную пару IV, получается число степеней свободы для м. в целом в соответствии с формулой А. П. Малышева (см. *Число степеней свободы*)

$$w = 6 \cdot 13 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 6 - 3 \cdot 6 = 6.$$

Во втором варианте имеется в каждом соединении в т. *A*, *B*, ... *G* по четыре одноподвижные пары и по два промежуточных звена. При этом $w = 6 \cdot 25 - 5 \cdot 24 - 4 \cdot 6 = 6$.

Изменением длин отрезков *AE*, *AD*, *BD*, *BG*, *CE* и *CG* (изменением давления в гидроцилиндрах) получают заданное положение звена *2* относительно звена *1*.

В каждом фиксированном положении гидроцилиндров П. представляет собой пространственную ферму, если при проектировании соблюдены условия: на звеньях *1* и *2* имеется не менее трех т. присоединения упомянутых отрезков, причем эти т. не лежат на одной

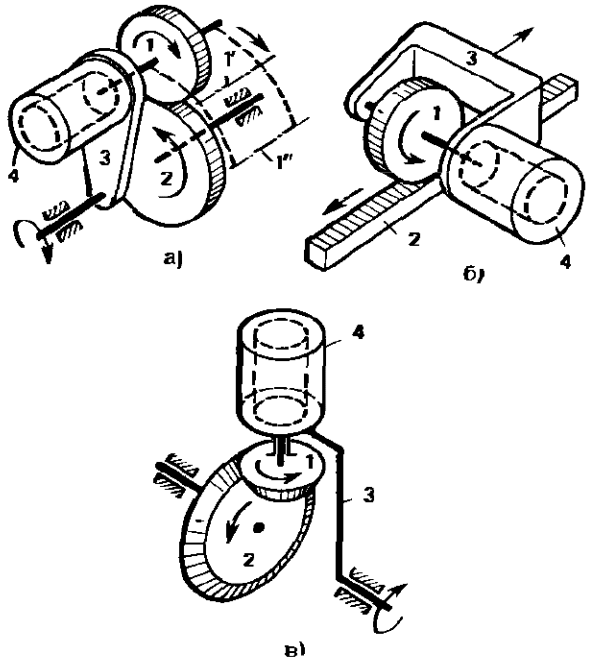
прямой, в одной т. пересекается не более трех отрезков, в одной плоскости располагается не более трех отрезков, при параллельности трех отрезков три другие не пересекаются в одной т., а также все отрезки не располагаются в двух плоскостях.

П. используют в манипуляторах, в испытательных и измерительных м. П. устанавливают в узлах сочленения звеньев незамкнутых кинематических цепей. Последовательным соединением нескольких П. получают манипуляторы с большим числом степеней свободы, обладающих повышенной маневренностью.

П. удобны с точки зрения управления системой, поскольку позволяют задавать непосредственно положение звеньев изменением длин отрезков, используя так называемую систему *l* – координат (по А. Ш. Колискору). В данном случае уравнения движения свободного твердого тела записываются только в линейных величинах в отличие от уравнений с использованием углов Эйлера (см. *Эйлера углы*).

ПРИВОДНОЙ РЕМЕНЬ – см. *Ременная передача.*

ПРИВОДНОЙ САТЕЛЛИТ – зубчатое колесо с подвижной осью и непосредственным приводом от двигателя, установленного на водиле.



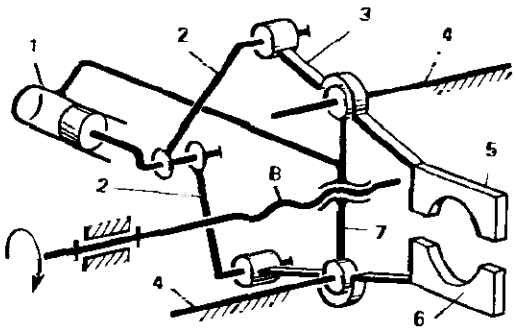
Сателлит *1* (сх. *а*) имеет перемещаемую в пространстве ось (см. положения *1'*, *1''*). Он обкатывается вокруг колеса *2* с неподвижной осью. Приводится сателлит во вращение двигателем *4*, вал которого соединен с сателлитом, а корпус установлен на водиле *3*. Водило соосно колесу *2*.

В сх. *б* сателлит взаимодействует с рейкой *2*; водило *3* представляет собой ползун, перемещаемый вдоль рейки.

В сх. *в* оси водила *3* и колеса *2* совпадают, а ось сателлита *1* пересекает их. Зубчатые колеса *1* и *2* конические.

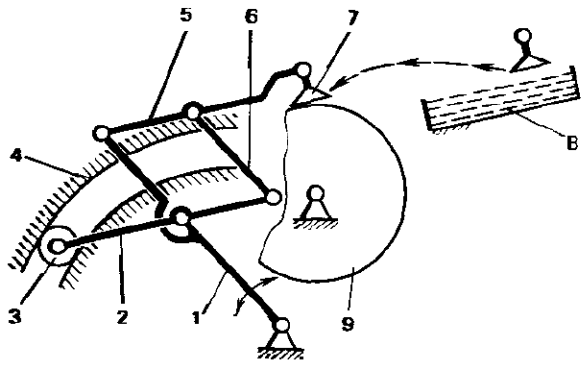
П. применяют в поворотных м. кранов, экскаваторов, в манипуляторах, в м. для свивки канатов и т. п.

ПРИЕМНЫЙ М. ВЫДУВНОЙ МАШИНЫ – устр. для перемещения вдоль экструдируемой трубчатой заготовки и замыкания выдувных форм.



П. перемещается по направляющим *4* с помощью винта *8*. Замыкающиеся формы *5* и *6* установлены на рычагах *3*, шарнирно связанных с рамой *7*. Рычаги поворачиваются пневмоцилиндром *1*, установленным на раме и взаимодействующим с шатунами *2*. Пневмоцилиндр, шатуны и рычаги образуют спаренный ползунно-коромысловый м.

ПРИЕМЩИКА М. (полиграф.) – устр. для передачи на барабан полиграфической машины листов бумаги с помощью вакуумного захватного устр. Ведущее звено *1* совершает качательное движение захватного устр. *7* по заданной траектории. Звено *2*, шарнирно связанное с ведущим звеном *1*, перекатывается своим концом, на котором установлен ролик *3*, по неподвижному кулачку *4*. Звенья *5* и *6* соединены шарнирно соответ-

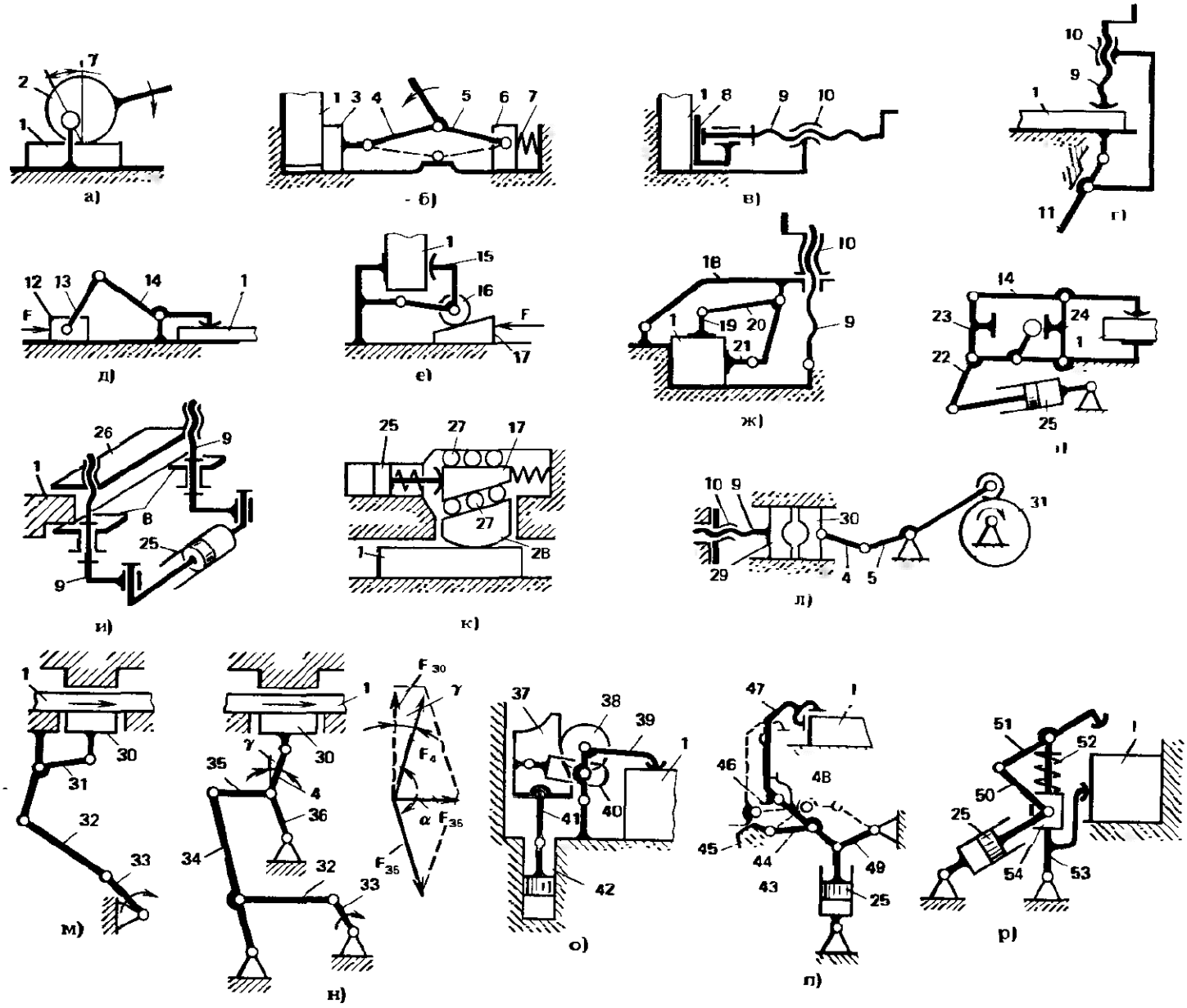


ственно со звеньями *1* и *2* и между собой, образуя тем самым параллелограмм. Звено *5* параллельно звену *2*. На звене *5* установлено захватное устр. *7*, которое перемещает листы из стопы *8* на барабан *9*.

ПРИЖИМА М. — устр. для прижатия заготовки к столу станка, пресса, сварочного манипулятора и т. п. или прижатия стола к раме.

На сх. *а* — эксцентриковый П. Заготовку *1* прижимают к столу станка поворотом эксцентрика *2*. Чтобы исключить самопроизвольный поворот эксцентрика после зажатия, выполняют условие $\gamma < \rho$, где ρ — угол трения между зажимаемыми деталями. Это условие не учитывает параметров шарнира и направления сил, приложенных к заготовке *1*. Оно является приближенным. Для надежного прижатия положение эксцентрика дополнительно фиксируют.

В сх. *б* заготовку *1* прижимают к стойке ползуном *3*. При этом рычаги *4* и *5* поворачивают так, чтобы они заняли положение, показанное штриховыми линиями. Этим исключается самопроизвольное освобождение заготовки. Прижатие обеспечивается пружиной *7*, воздействующей на заготовку через ползун *6*, рычаги *5*, *4* и ползун *3*.



В сх. *в* заготовку *1* прижимают ползуном *8* к стойке посредством винтовой пары (винт *9*, гайка *10*). Здесь и в других сх. для исключения самопроизвольного освобождения заготовки используют самотормозящую винтовую пару.

В сх. *г* наряду с винтовой парой имеется рычаг *11*, который позволяет быстро зажать или освободить заготовку. Степень зажатия регулируется винтовой парой.

В сх. *д*, перемещая ползун *12* силой $\bar{F}$, воздействуют через шатун *13* на рычаг *14*, который обеспечивает прижатие заготовки *1* к стойке.

В сх. *е* использован клиновой м. Клин *17* при его перемещении в направлении силы $\bar{F}$ воздействует через ролик *16* на рычаг *15*, прижимающий заготовку *1* к стойке.

В сх. *ж* заготовку *1* прижимают с двух сторон губками *19* и *21*, шарнирно соединенными с рычагом *20*. На рычаг *20* воздействует коромысло *18*, приводимое в действие винтовой парой (винт *9*, гайка *10*).

В сх. *з* заготовку *1* прижимают рычагом *14*, соединенным шарнирно посредством звена *24* со стойкой и звена *23* с рычагом *22*, приводимым от гидроцилиндра *25*. Гидроцилиндр *25* и рычаг *22* в совокупности образуют кулисно-коромысловый м. При неподвижном рычаге *22* звенья *23*, *14* и *24* образуют четырехзвенный шарнирный м. При отсутствии заготовки звено *24* или звено *23* удерживается упором на рычаге *22*.

В сх. *и* салазки стола *26* прижимаются к направляющей *1* планками *8* путем поворота винтов *9* при помощи гидроцилиндра *25*.

В сх. *к* использован клиновой м. Гидроцилиндр *25* воздействует на клин *17*, который через тела качения *27* давит на ползун *28* и прижимает стол *1* к раме станка.

В сх. *л* ползун *30*, прижимающий заготовку к ползуну *29*, перемещается посредством кулачкового м., включающего в себя приводной кулачок *31*, коромысло *5* и шатун *4*. Положение ползуна *29* регулируется посредством винтовой пары (винт *9* и гайка *10*).

В сх. *м* и *н* заготовка *1* периодически прижимается к стойке ползуном *30*. В сх. *м* для этого использован кривошипно-коромысловый м., состоящий из ведущего кривошипа *33*, шатуна *32* и коромысла *31*.

В сх. *н* коромысло *34*, приводимое в движение через шатун *32* от кривошипа *33*, соединено с ползуном *30* посредством звеньев *35*, *36* и *4*. При воздействии звена *35* на шарнир звеньев *4* и *36* развиваются значительные усилия прижатия при малых перемещениях ползуна. Это происходит вследствие распорного действия звеньев *4* и *36*. Сила $\bar{F}_{35}$ со стороны звена *35* раскладывается на составляющие вдоль звена *36* – $\bar{F}_{36}$ и вдоль звена *4* – $\bar{F}_4$. Сила прижатия $\bar{F}_{30}$ – вертикальная составляющая силы $\bar{F}_4$. Чем больше угол α и чем меньше угол γ, тем больше усилие прижатия.

В сх. *о* гидроцилиндр *42* передает движение через шатун *41* кулачку *37*. Кулачок воздействует на рычаг *39* через ролик *38* и поворачивает его, прижимая заготовку *1*. Отжимается рычаг движением кулачка вниз. Звено *40* удерживает его в откинутом состоянии.

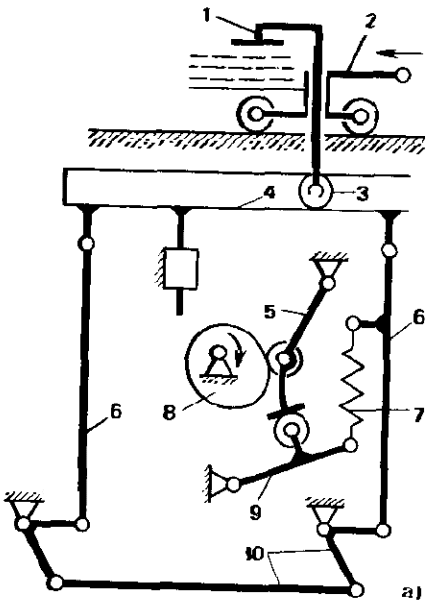
В сх. *п* рычаг *47*, прижимающий заготовку *1*, присоединен шарнирно к шатуну *43* двухкоромыслового м., коромысла которого *44* и *49* присоединены шарнирно к стойке. М. приводится в движение гидроцилиндром *25*. Отжимается рычаг движением штока гидроцилиндра вверх. При этом рычаг откидывается пружиной *48*, а при дальнейшем движении штока контактируют упоры *46* и *45* на рычаге и стойке, что приводит к положению рычага, показанному штриховыми линиями. Отведенный рычаг занимает мало места.

В сх. *р* заготовка *1* прижимается в углу кулисой *53* сбоку и рычагом *51* сверху. Гидроцилиндр *25* воздействует на звено *54*, поворачивая кулису *53* до контакта с заготовкой *1*. После этого сжимается пружина *52*, одновременно нарастает усилие прижатия заготовки кулисой.

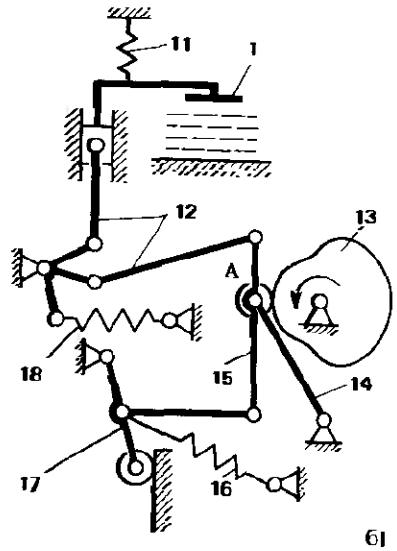
Звено *54* воздействует через шатун *50* на рычаг *51*, поворачивая его до прижатия заготовки сверху.

ПРИЖИМНОЙ М. РЕЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ (полиграф.) – устр. для прижатия стопы бумаги перед ее обрезкой. На сх. *а* – м. предварительного прижима.

Каретка подавателя *2*, перемещаясь, вводит ролик *3* в направляющую *4*. Направляющая *4* приводится от кулачка *8* через коромысла *5*, *9*, пружину *7* и тягу *6*. Направляющая *4* перемещается под действием двух тяг *6*, соединенных посредством системы звеньев *10*. При опускании направляющая *4* воздействует на ролик *3* и прижим *1*. Далее каретка перемещается к рабочему столу, и пачка прижимается главным прижимом (сх. *б*). Главный прижим имеет упругие элементы *11*, *18*, *16* для обеспечения зажатия стопок разной высоты. От кулачка *13* движение передается через рычаг *15* и систему звеньев *12* прижиму *1*. При вращении кулачка *13* сначала звенья *14* и *15* движутся совместно. После прижатия стопы прижимом *1* коромысло *17* начинает отходить от опорной поверхности и растягивать пружину *16*. Перемещения прижима *1* согласуются с деформацией пачки, а усилие возрастает по мере растяжения пружин.



а)

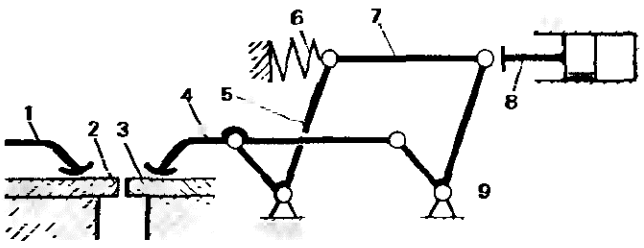


б)

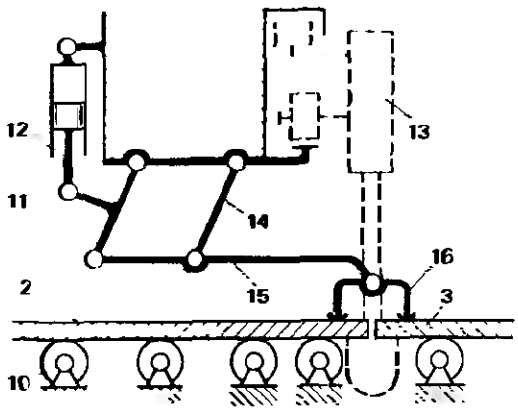
Кулачковый м. на сх. *б* обладает двумя степенями свободы с упругим сопротивлением движению со стороны выходных звеньев. Движется сначала звено с наименьшим сопротивлением, в данном случае звено *1*. При равенстве приведенных к т. *А* сопротивлений, с одной стороны определяемых упругостью стопы бумаги и пружин *11* и *18*, а с другой стороны – упругостью пружины *16*, звенья *1* и *17* движутся одновременно, но при этом сохраняется равенство сил, приведенных к т. *А* со стороны кинематических цепей, подсоединенных к рычагу *15* с его противоположных концов.

ПРИЖИМНОЙ М. СВАРОЧНОЙ УСТАНОВКИ – устр. для прижатия свариваемых листов к столу или направляющим.

На сх. *а* листы *2* и *3*, подготовленные к сварке, прижимаются к столу рычагами *1* и *4*, приводы которых одинаковы.



а)

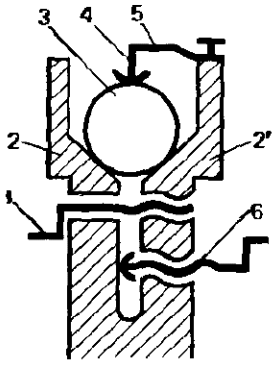


б)

Рычаг *4* шарнирно связан с двумя кривошипами *5* и *9*, между которыми установлено также звено *7*. Образован, таким образом, сдвоенный параллелограмм. Звену *7* задается движение гидроцилиндром *8* в одну сторону и возвратное движение пружиной *6*. Звено *4* совершает поступательное движение и в области стыка контактирует с листом *3*.

На сх. *б* листы *2* и *3* перемещаются на роликах *10*. Листы прижимаются балансиром *16*, установленным на рычаге *15*, который представляет собой звено параллелограмма, содержащего кривошипы *11* и *14*. Кривошип *11* приводится от гидроцилиндра *12* и сообщает поступательное движение рычагу *15*. Сварка осуществляется автоматом *13*, перемещаемым вдоль стыка.

ПРИЗМАТИЧЕСКАЯ РЕГУЛИРУЕМАЯ ОПОРА – опора цилиндра, выполненная в виде призмы с регулируемым положением граней.



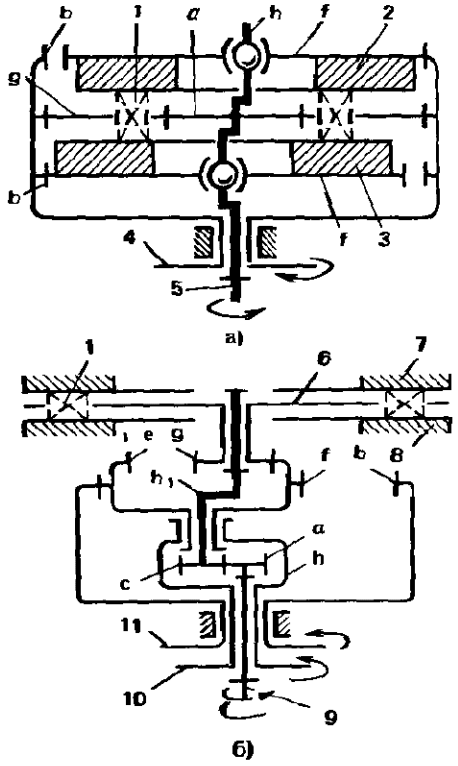
Цилиндр *3* установлен на элементах призмы *2* и *2'*, упруго соединенных между собой. Винтом *1* можно стягивать элементы, а винтом *6* – раздвигать их. За счет этого изменяется положение граней призмы и смещается ось цилиндра. Удерживается цилиндр сверху упором *4*, закрепленным на плоской пружине *5*.

ПРИНЦИП ВИРТУАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ – см. *Возможных перемещений принцип (виртуальных перемещений принцип)*.

ПРИНЦИП Д'АЛАМБЕРА – см. *Д'Аламбера принцип*.

ПРИНЦИП Д'АЛАМБЕРА – ЛАГРАНЖА – см. *Д'Аламбера – Лагранжа принцип*.

ПРИТИРОЧНОГО СТАНКА М. – устр. для придания обрабатываемым деталям и инструменту (притирочным плитам) сложного относительного движения в плоскости обработки деталей. Один из вариантов П. – планетарный однорядный м. без водила.



Детали *1* установлены в гнездах сателлитов *g* и зажаты с обеих сторон притирочными плитами *2* и *3*, закрепленными на сателлитах *f*, взаимодействующих с зубчатыми венцами *b*. Сателлиты *g* зацепляются с центральными колесами *a* и *b*.

Движение сателлитов определяется движением входных звеньев *4* и *5*. Сателлиты *f* установлены на эксцентриковом валу *h* на сферических подшипниках. Благодаря такой связи плиты *2* и *3* самоустанавливаются относительно обрабатываемых деталей. Точки сателлитов *g* совершают сложное движение относительно точек сателлитов *f*. Благодаря этому обеспечивается равномерная обработка деталей.

В притирочных станках используют также биланетарные м.

Детали *1* (сх. *б*) размещены в сепараторе *6* между притирами *7* и *8*. Сепаратор совершает биланетарное движе-

ние. От ведущего звена *10* передается однонаправленное вращение водилу *h* с сателлитом *f*. Сателлит обкатывается по центральному колесу *8*, соединенному со звеном *11*, которому может быть задано вращение с целью регулирования скорости выходного звена.

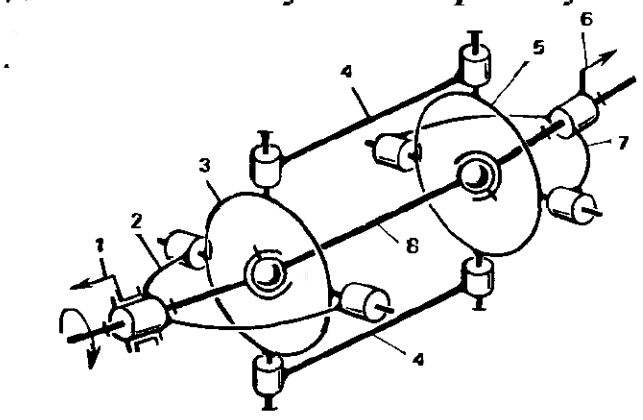
В сателлите *f* размещена планетарная передача, содержащая водило h_1 с установленным на нем сателлитом *g*. Сателлит обкатывается по зубчатому венцу *e*, встроенному в сателлит *f*. На сателлите *g* жестко закреплен сепаратор *6*. Водилу h_1 периодически сообщается реверсивное вращение от вала *9* через зубчатую пару *a* – *c*.

Приведенное решение позволяет получать различные траектории перемещения детали *1* между притирами.

ПРИЦЕПА ВАЛОПРОВОД (автотракт.) – устр. для присоединения прицепа к тягачу и передачи движения от двигателя тягача агрегатам прицепа.

Карданный м. *8* служит для передачи движения от двигателя агрегатам прицепа. Чтобы устранить влияние осевых усилий на карданный м. при поперечном перемещении прицепа *6* относительно тягача *1*, между тягачом и прицепом предусмотрена шарнирная связь, допускающая поперечные перемещения и воспринимающая осевые усилия.

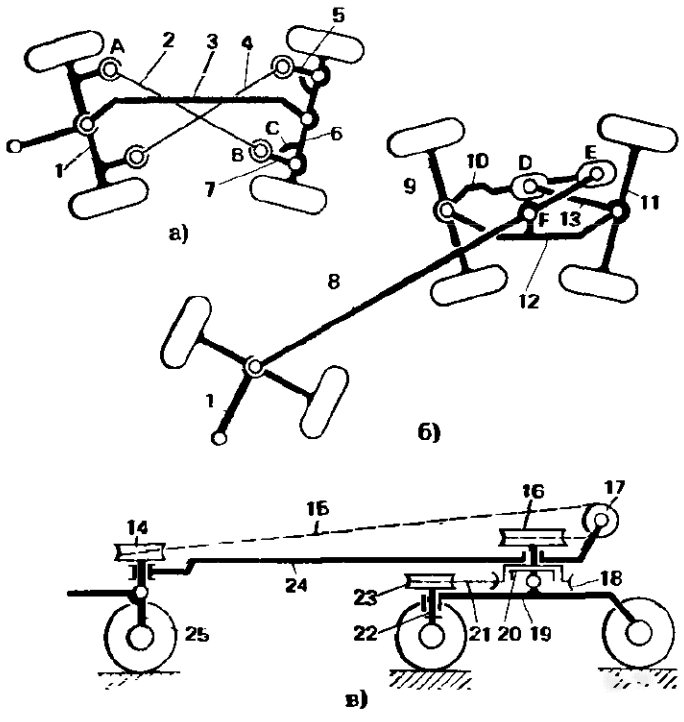
Эта связь выполнена в виде двух последовательно соединенных универсальных шарниров. Первый шарнир – звенья *2*, *3*, *4*; второй шарнир – звенья *4*, *5*, *7*. Вилка *7* второго шарнира жестко соединена с прицепом, а вилка *2* первого шарнира шарнирно соединена с тягачом. Центры универсальных шарниров совпадают с центрами шарниров карданного м. Для центральной передачи осевого усилия промежуточное звено *4* выполнено в виде двух симметрично расположенных тяг или в виде трубы с проушинами для соединения с крестовинами *3* и *5*.



ПРИЦЕПА ПОВОРОТНЫЙ М. (автотракт.) – устр., связывающее тележки прицепа и обеспечивающее поворот задней тележки при повороте передней.

Одновременный поворот обеих тележек позволяет уменьшить радиус поворота (сх. *а*). Тележки *1* и *6* соединены с рамой прицепа *3* шарнирно, а между собой – тягами *2* и *4*. Звенья *1*, *2*, *6* и *3* образуют антипараллелограмм. При повороте звена *1* звено *6* поворачивается в противоположную сторону. Для исключения избыточных связей тяги соединены со звеньями тележек сферическими шарнирами *A*, *B*. Для того чтобы тяги работали только на растяжение, между ними и тележкой *6* введены промежуточные звенья *5* и *7*. Каждое из этих звеньев может свободно поворачиваться в одну сторону, поворот же в другую сторону ограничен упором С. Только при неподвижном звене *5* или *7* относительно тележки *6* тяга передает нагрузку.

Аналогичный эффект получается, если вместо тяг использовать гибкую связь, например тросы, присоединенные непосредственно к звену *6*.



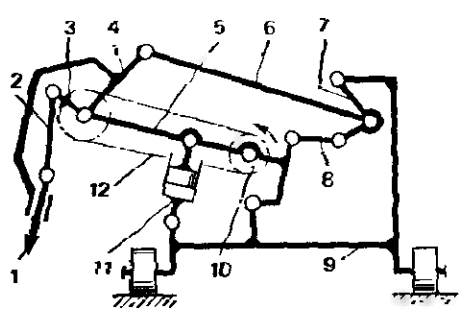
В сх. *б* вторая тележка прицепа двухосная. Ее рама *12* шарнирно соединена с рамой прицепа *8* в т. *F*. Оси второй тележки *9* и *11* между собой связаны кулисным м. Кулиса *10* жестко соединена с осью *9*, а коромысло *13* – с осью *11*. Кинематическая пара *D* наряду с поступательным и вращательным движением в плоскости сх. допускает относительное покачивание осей *9* и *11*.

Такой же парой *E* кулиса *10* соединена с рамой *8*. При наличии момента силы со стороны тележки *1* относительно т. *F* рама *8* поворачивается и через т. *E* поворачивает кулису *10*, которая в свою очередь заставляет поворачиваться обе оси *9* и *11* в плоскости сх.

В сх. *в* платформа прицепа *24* соединена с рамой *25* тягача. Через опорно-сцепное устр. *20* она опирается на раму двухосной тележки *19*. Передняя ось тележки *22* поворотная. На ней установлен блок *23*. Движение блоку *23* передается от блока *14*, связанного с рамой тягача, через гибкую связь (трос) *15*, отводные блоки *17*, блоки *16*, *18* и гибкую связь *21*. При повороте тягача тут же начинает поворачиваться передняя ось тележки *22*.

ПРОБИВКИ ЭЛЕКТРОЛИТНОЙ КОРКИ М. – устр. для подведения пробойника к электролитной корке и задания ему возвратно-поступательных периодических движений.

Пробойник *1* установлен в гуське *4*, шарнирно соединенном со стрелой *5* и оттяжкой *6*. Стрела шарнирно соединена с рамой тележки *9*. Наклон стрелы изменяют гидроцилиндром *11*. При изменении наклона стрелы меняется положение гуська *4* по отношению к стреле

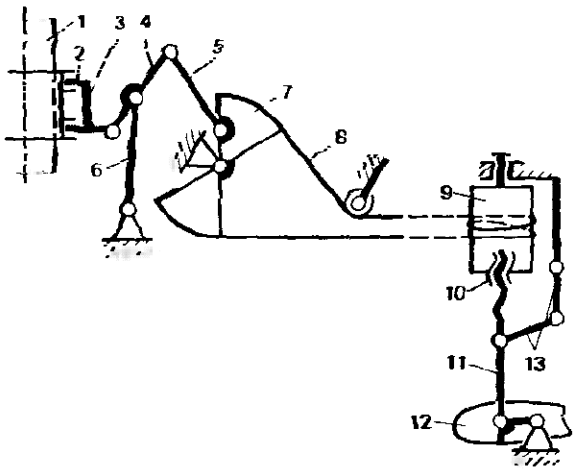


вследствие взаимодействия его с рамой тележки посредством оттяжки *6*, рычага *7* и связи рычага со стрелой тягой *8*. Звенья *5*, *4*, *6*, *7*, *8* и *9* образуют шестизвенный шарнирный м.

В гуське установлен кривошипно-ползунный м. привода пробойника (кривошип *3*, шатун *2* и ползун *1*). Приводится кривошип от двигателя *10* через цепную передачу *12*.

Пробойник подводят к поверхности корки, перемещая тележку *9* и изменяя наклон стрелы. После этого включают привод *10* и пробойник периодически ударяет по поверхности корки.

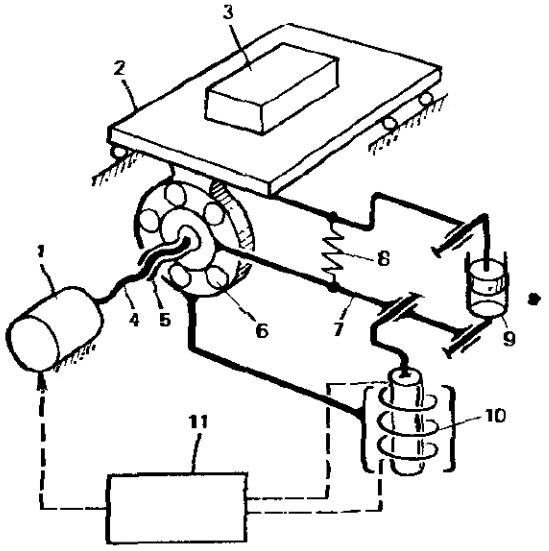
ПРОВОДКА УПРАВЛЕНИЯ (авиац.) – система рычагов, канатов и др. элементов, связывающая пульт управления машины с исполнительными устр.



На сх. – проводка управления стабилизатором *12* вертолета. Ползун *2* автомата перекоса при перемещении вдоль направляющей *1* сообщает качательное движение секторам *4*. Передача движения осуществляется посредством шестизвенного шарнирного м., содержащего ползун (звенья *2* и *3* движутся совместно), звенья *4*, *6*, *5*, *7* и стойку. Секторы *7* при повороте через канаты (тросы) *8* передают движение барабану *9*. Вращение барабана посредством винтовой пары *10* преобразуется в поступательное движение винта, которое далее передается через тягу *11* стабилизатору *12*. От поворота винт винтовой пары *10* удерживается шлиц-шарниром *13* – устр., составленным из двух шарнирно соединенных звеньев. Последний не препятствует поступательному перемещению винта.

ПРОГРАММА МАШИНЫ – совокупность предписаний последовательности и характера операций технологического процесса.

ПРОГРАММНЫЙ ПОЗИЦИОНЕР (авт.) – устр. для перемещения заготовки с коррекцией погрешностей установки.



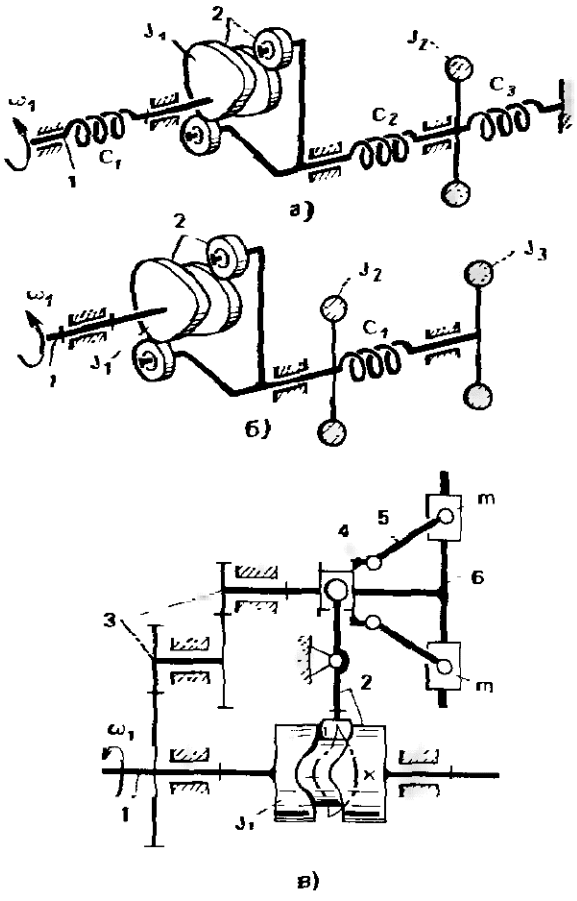
Привод стола *2* с заготовкой *3* осуществляется от шагового двигателя *1* через винт *4* и гайку *5*, установленную в подшипнике *6*, наружное кольцо которого жестко соединено со столом. Корректируется движение магнитом *10* через рычаг *7*. Поворот гайки *5* приводит к незначительному дополнительному осевому перемещению. Рычаг *7* соединен со столом *2* пружиной *8* и демпфером *9*. Сигналы для включения двигателя *1* и магнита *10* поступают из блока управления *11*.

ПРОГРАММНЫЙ УРАВНОВЕШИВАТЕЛЬ – устр., обеспечивающее уравновешивание избыточного момента на ведущем звене м.

П. (сх. *а*, *б*) содержит упругие звенья C_1, C_2 и C_3 и звенья, обладающие моментами инерции J_1, J_2, J_3, последовательно присоединенные к ведущему звену *1*. Приведенные моменты инерции и крутильная жесткость изменяются по заданной программе с помощью кулачкового м. *2*.

На сх. *а* – вариант П., соединенного со стойкой; на сх. *б* – вариант П. со свободно качающимися звеньями.

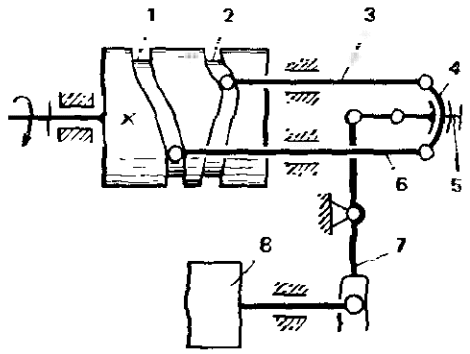
В сх. *в* к вращающемуся звену присоединено устр., момент инерции которого изменяется в процессе вращения с помощью кулачкового м. *2*. Вал *1* соединен через зубчатую передачу *3* с кулисой *6*, на которой расположены грузы массой *m*. Кулачковый м. *2* сообщает возвратно-поступательное движение ползуну *4*, воздействующему через шатуны *5* на грузы. Последние периодически приближаются к оси вращения кулисы и удаляются. В результате изменяется момент инерции устр. по определенной программе.



Подбором масс, жесткостей и профиля кулачка можно обеспечить эффективное уравновешивание и вращение звена *1* с заданным характером изменения угловой скорости ω_1 (например, с заданным коэффициентом неравномерности хода).

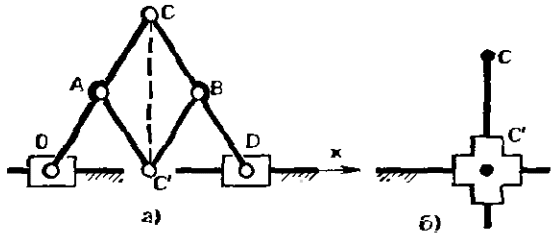
ПРОДОЛЬНОГО СУППОРТА М. – устр. для перемещения продольного суппорта станка по заданному закону с возможностью регулирования хода.

Движение от кулачков *1* и *2* через толкатели *3* и *6* передается звену *4* и далее



через рычаг *7* – продольному суппорту *8*. Ход регулируется перемещением и фиксацией хомута *5* на звене *4*.

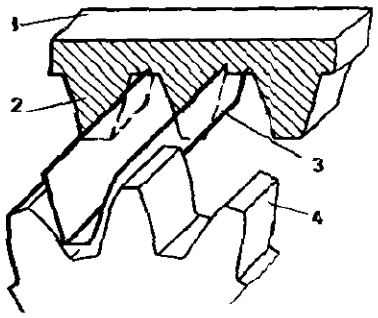
ПРОЕКТИРОВАНИЯ Т. НА ПРЯМУЮ М. – устр. для определения проекции т. на одной из осей координат.



На сх. *а* звенья *OC* и *CD* соединены шарнирно между собой в т. *C* и образуют с осью *x* равнобедренный треугольник. В т. т. *O* и *D* установлены ползуны, которые могут перемещаться вдоль оси *x*. В т. т. *A* и *B*, делящих отрезки *OC* и *CD* пополам, установлены шарниры, связывающие звенья *AC'* и *C'B* соответственно со звеньями *OC* и *CD*. Образован ромб *ACBC'*. Диагональ *CC'* ромба является его осью симметрии и всегда перпендикулярна оси *x* в силу симметричного расположения звеньев *OC* и *CD*. Т. *C'* все время лежит на оси *x* и представляет собой проекцию т. *C*.

На сх. *б* – ползун с неподвижной и подвижной направляющими, расположенными под прямым углом друг к другу, обеспечивает проектирование т. C на неподвижную направляющую (проекция – т. *C'*).

ПРОИЗВОДЯЩЕЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – воображаемое зубчатое колесо *1* (в частном случае рейка *1*), у которого боковыми поверхностями являются производящие поверхности – поверхности *3*, содержащие режущие кромки



инструмента или образуемые при их движении. Огибающей производящей поверхности в относительном движении является требуемая боковая поверхность зуба обрабатываемого зубчатого колеса *4*. Контур *2* зубьев производящего зубчатого колеса наз. производящим контуром зубчатого колеса.

ПРОИЗВОДЯЩИЙ КОНТУР ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – см. *Производящее зубчатое колесо*.

ПРОМЕЖУТОЧНОЕ (СОЕДИНИТЕЛЬНОЕ) ЗВЕНО – подвижное звено м., расположенное в кинематической цепи между входным и выходным звеньями.

ПРОМЫШЛЕННЫЙ РОБОТ – см. *Робот*.

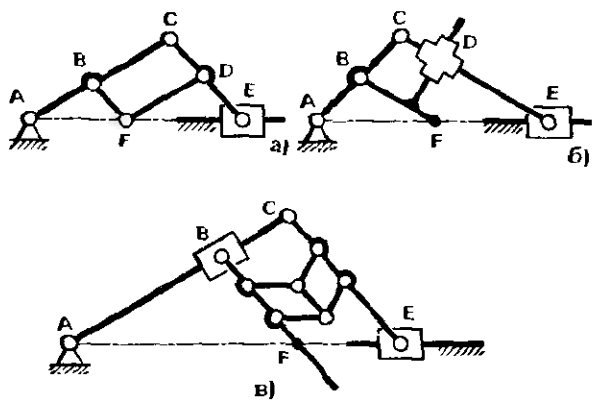
ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ ОТРЕЗКОВ М. – устр. для пропорционального деления отрезков различной длины.

Принцип действия П. основан на свойстве пересечения двух лучей параллельными прямыми.

В сх. *а* лучи *AE* и *AC* пересекаются параллельными прямыми *CE* и *BF* или лучи *EC*, *EA* – параллельными прямыми *AC*, *DF*.

В этом случае справедливы соотношения $\frac{AE}{AF} = \frac{AC}{AB}$; $\frac{AE}{FE} = \frac{CE}{DE}$.

Для получения отрезка *AE* изменяемой длины использован коромыслово-ползунный м. *ACE*, а для обеспечения



параллельности линий использован параллелограмм *BCDF*, звенья *BC* и *CD* которого совмещены со звеньями *AC* и *CE* коромыслово-ползунного м.

В сх. *б* вместо параллелограмма применен м. с двумя поступательными парами, который обеспечивает параллельность звеньев *CE* и *BF*.

Сх. *в* позволяет не только получать пропорциональные отрезки, но изменять требуемую пропорцию. Положение т. *B* на звене *AC* здесь регулируемое, а сдвоенный параллелограмм, соединяющий звенья *CE* и *BF*, позволяет изменять расстояние между прямыми *CE* и *BF* и в то же время обеспечивает их взаимную параллельность.

ПРОСТРАНСТВЕННОГО КОПИРОВАНИЯ М. – устр. для воспроизведения копий заданной поверхности в определенном масштабе.

Основой П. является пантограф, который воспроизводит две координаты положения ведомого звена. Еще одна координата определяется м. пропорциональных отрезков или другим м., обеспечивающим воспроизведение этой координаты в заданном масштабе. Кроме того, в П. предусматривается обеспечение поступательного движения ведомого звена.

На сх. *а* пантограф, содержащий звенья *4*, *5*, *6*, *7*, *8*, присоединен шарнирно к звену *3*, которое посредством шарнира с горизонтальной осью присоединено к стойке, что позволяет пантографу совершать качательное движение вокруг этой оси.

Пантограф выполнен в виде параллелограмма, т. т. *B* и *C* звеньев которого лежат на одной прямой с т. *A*.

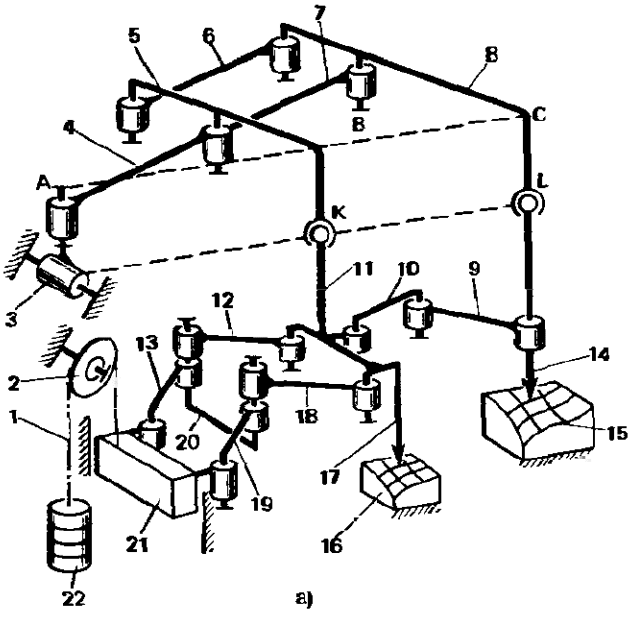
Точки *K* и *L*, принадлежащие тем же звеньям, лежат на линии, параллельной линии *AC* и проходящей через ось шарнира звена *3*. Поворот пантографа вокруг этой оси обеспечивает перемещения т. *K* и *L*, пропорциональные расстояниям *AB* и *AC*, т. е. масштаб перемещений тот же, что и у пантографа в горизонтальной плоскости. Перемещения по дугам окружностей преобразуются в вертикальные перемещения подвеской ведущего управляемого щупа *14* и ведомого звена *11* на шаровых шарнирах *L* и *K*.

К звену *11* присоединен инструмент *17*. Для обеспечения поступательного перемещения звена *11* оно присоединено к ползуну *21* посредством параллельно направляющего м., содержащего звенья *12*, *13*, *18*, *19* и *20*. Параллельность вертикальных перемещений звеньев *14* и *11* обеспечивается благодаря соединению их между собой парой звеньев *9* и *10*.

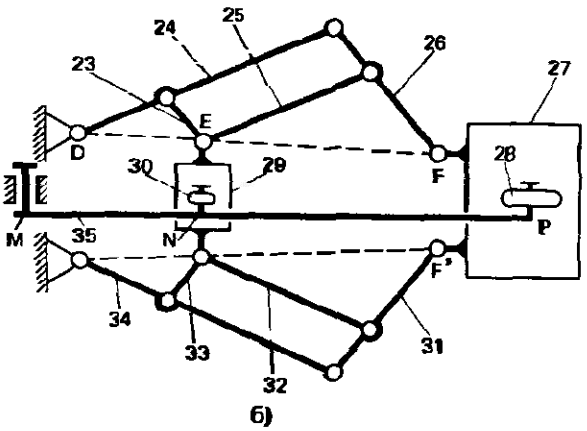
Перемещая щуп *14* по поверхности модели *15*, инструментом *17* воспроизводят поверхность изделия *16*.

Звенья П. уравновешены грузом *22*, соединенным с ползуном *1* гибкой нитью, огибающей блок *2*.

На сх. *б* модель *27* и изделие *29* соединены со стойкой двумя одинаковыми симметрично расположенными



а)



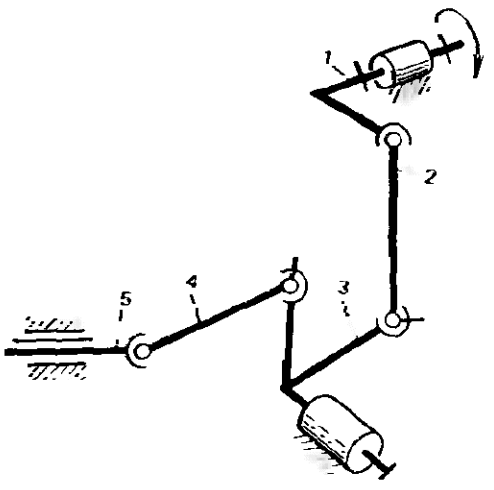
б)

пантографами, содержащими звенья *23, 24, 25, 26* и *31, 32, 33, 34*. Такое соединение обеспечивает поступательность движения звеньев *27* и *29* (если т. т. *F* и *F'* соединить в одну т., то только звено *29* будет двигаться поступательно). Каждый из пантографов выполнен в виде параллелограмма, соединенного шарнирно в одной точке (*D*) со стойкой, а двумя другими точками *E* и *F*, лежащими на одной прямой с т. *D*, — с ведомым и ведущим звеньями соответственно.

Вертикальные перемещения в определенном масштабе обеспечиваются следящим (*28*) и воспроизводящим (*30*) инструментами, установленными на коромысле *35*. При этом выполнено соотношение $\frac{DE}{DF} = \frac{MN}{MP}$. Точки *N* и *P* перемещаются по дугам окружностей, что вносит некоторые искажения в воспроизводимую поверхность.

ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ М. — м., точки звеньев которого описывают неплоские траектории или траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях.

На сх. — шестизвенный П., состоящий из последовательно соединенных четырехзвенных П.: кривошипно-коромыслового м. (звенья *1, 2, 3* и стойка) и коромыслово-ползунного м. (звенья *3, 4, 5* и стойка).

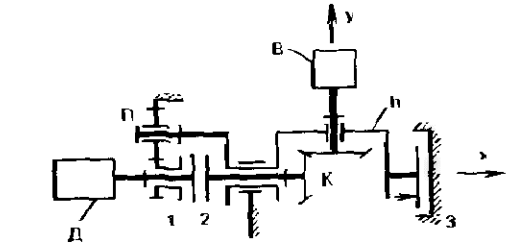


ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ВРАЩЕНИЙ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫЙ ПРИВОД см. *Приводное двухподвижное вращательное соединение* и *Приводное трехподвижное вращательное соединение*.

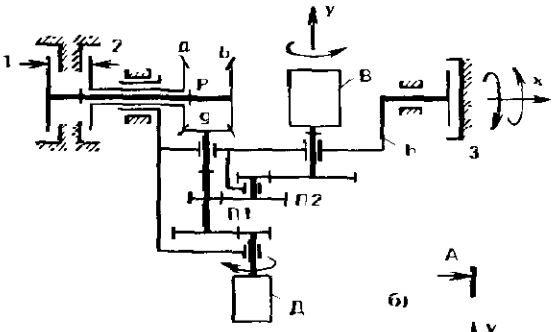
ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ВРАЩЕНИЙ ОДНОДВИГАТЕЛЬНЫЙ ПРИВОД — устр. для получения пространственных вращений звена от одного двигателя.

Ведомое звено *B* вращают вокруг осей *x, y, z* при помощи двигателя *Д*, соединив его с соответствующими ветвями привода. Включение муфты *2* (сх. *а*) и тормоза *3* приводит к вращению звена *B* вокруг оси *y* от двигателя *Д* через передачу *К*. При включении муфты *1* и отключении тормоза *3* движение передается через планетарный м. *П* на водило *h* и звено *B* поворачивается вокруг оси *x*.

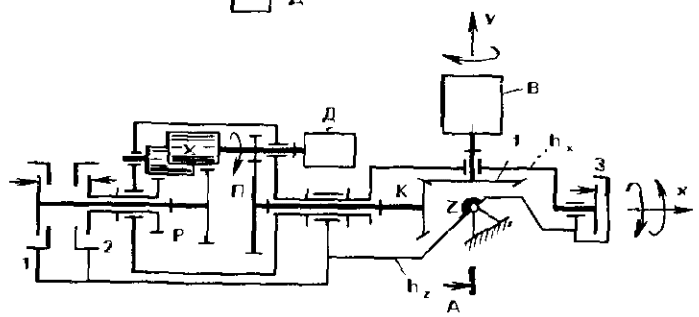
В сх. *б* вращение от двигателя *Д* постоянно передается звену *B* через

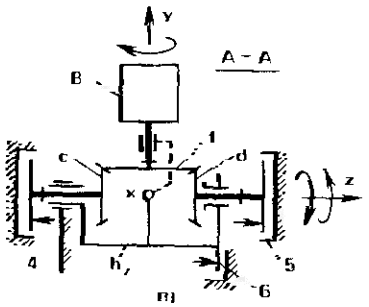


а)



б)





в)

зубчатые передачи *П1* и *П2*. При этом звено *В* вращается вокруг оси *y*. Для вращения вокруг оси *x* нужно включить тормоз *1* или *2* реверса *Р*. В этом случае сателлит *g* обкатывается по неподвижному колесу *a* или *b*, а водило *h* будет поворачиваться вокруг оси *x* в ту или иную сторону.

В сх. *в* двигатель *Д* через зубчатые передачи *П* и *К* постоянно вращает звено *В* вокруг оси *y*. При включении одного из тормозов *1* или *2* реверса *Р* водило h_x поворачивается вокруг оси *x*. Останавливается водило h_x тормозом *3*. Все элементы привода смонтированы на водиле h_z, которое может быть повернуто в ту или иную сторону вокруг оси *z* включением тормоза *4* или *5*. В этом случае колесо *f* обкатывается соответственно по неподвижному колесу *c* или *d*. Останавливается водило тормозом *6*.

ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ДВИЖЕНИЙ ПЕРЕДАЧА – м., обеспечивающий передачу и сообщение выходному звену вращений вокруг двух или трех осей координат и (или) поступательных перемещений вдоль осей.

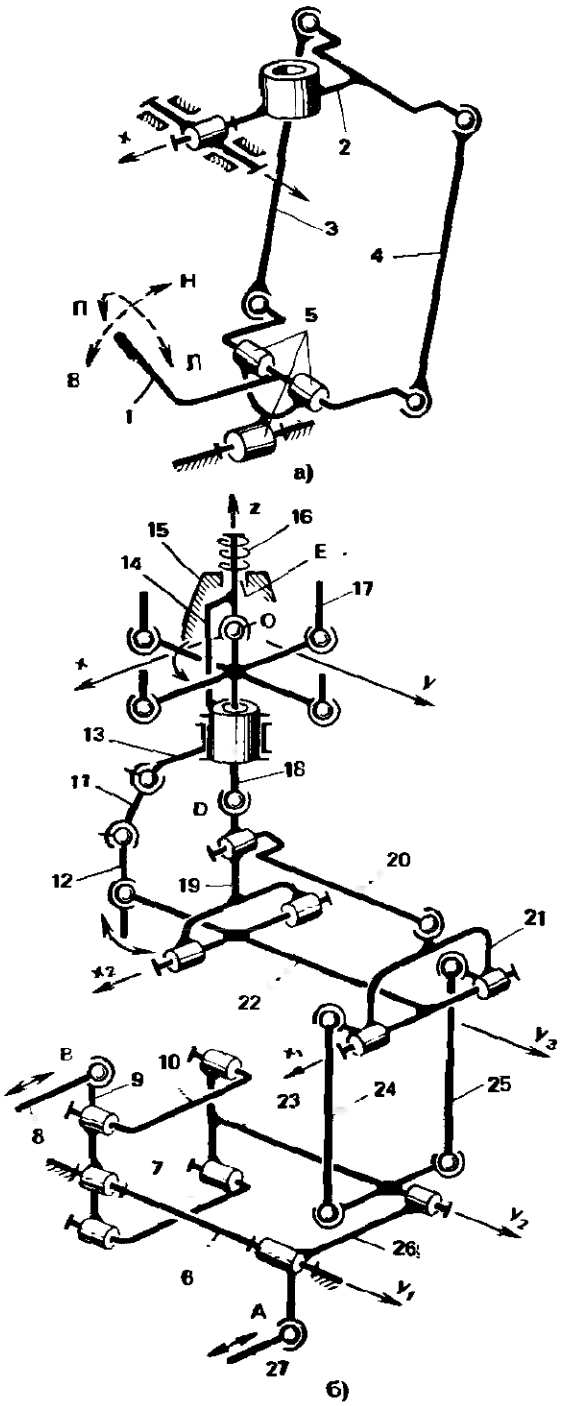
П. обычно используют в манипуляторах, в м. управления лопастями винта вертолета и др.

В сх. *а* выходному звену *2* сообщаются качательные движения вокруг двух осей *x* и *y*. В сх. *б* выходному звену *18* сообщаются качательное движение вокруг двух осей *x* и *y*, вращение вокруг оси *z* и поступательное перемещение вдоль оси *z*.

Звено *2* (сх. *а*) связано со стойкой двухподвижным вращательным кинематическим соединением *5*. Посредством двух параллельных тяг *3* и *4* оно соединено с рукояткой управления – входным звеном *1*, связанным со стойкой также двухподвижным вращательным кинематическим соединением. При движении рукоятки в направлении *Н* или *В* звено *2* поворачивается вокруг оси *x*. При наклоне рукоятки в направлении *П* или *Л* звено *2* поворачивается вокруг оси *y*.

Звену *18* (сх. *б*) вращение вокруг оси *z* сообщается от звена *15* через поступательную пару *E*, ползун *14* и двухподвижную вращательную пару *O*. Поворот вокруг оси *x* осуществляют перемещением тяги *8*, а поворот вокруг оси *y* – перемещением тяги *27*. Поступательное перемещение вдоль оси *z* передается от рычага *11*.

Движение тяги *8* через шарнир *B* передается двухкривошипному спаренному м. – параллелограмму (звенья *9*, *7*, *10* и *23*). М. обеспечивает синхронный поворот звеньев *9* и *23* вокруг осей y_1 (звено *6*) и y_2 соответственно. От звена *23* через такой же м. (звено *23*, параллельные тяги *24* и *25*, звено *21*) вращение пере-



дается звену *22*. Звено *22* вращается вокруг оси y_3 и через звено *19*, сферическую трехподвижную пару *D* сообщает качательное движение звену *18* относительно центра шарнира *O* вокруг оси *y*.

Движение тяги *27* через рычаг *26* и параллельные тяги *24* и *25* передается звену *21*. Причем оно поворачивается вокруг оси x_1 и через звено *20* поворачивает коромысло *19* вокруг оси x_2. Далее через шарнир *D* передается качательное движение звену *18* вокруг оси *x*.

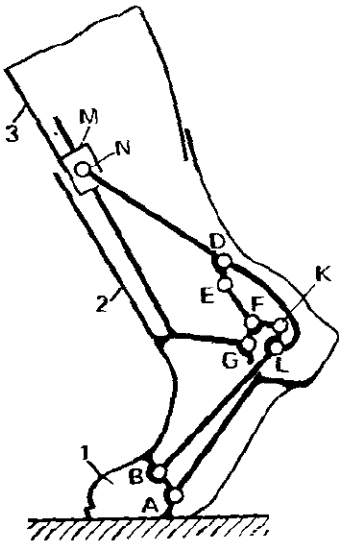
Движение рычага *11* через тягу *12* передается звену *13* и далее ползуну *14* и выходному звену *18*, которое в результате поднимается или опускается. От звена *18* через тяги *17* (см. *Лопасти несущего винта м.*) движение передается в данном примере лопастям вертолета.

Уравновешивание всех звеньев, соединенных с ползуном *14*, осуществляется пружиной *16*.

ПРОТЕЗА ГОЛЕНИ М. – устр., обеспечивающее движение искусственной стопы по отношению к голени, близкое к естественному.

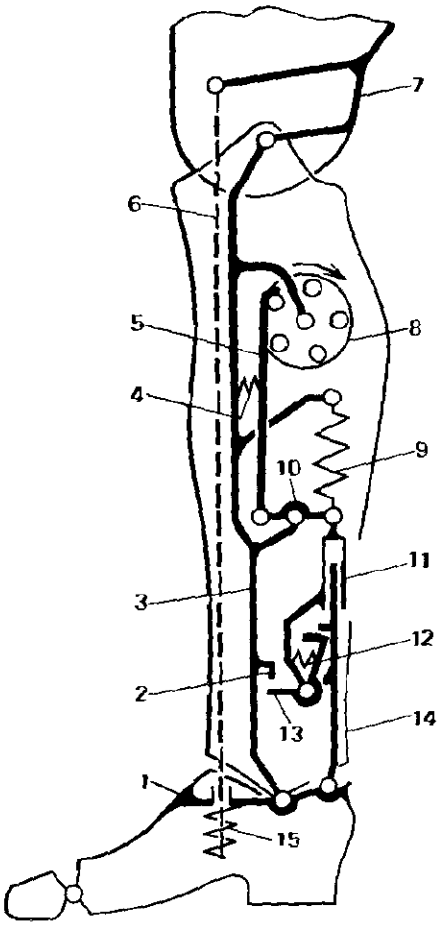
Носок стопы эластично связан с корпусом *2*. Корпус *2* подвижен относительно гильзы голени *3* и соединен с ней приводной поступательной парой *M*.

Звено *AB* жестко соединено с носком, звено *AGM* жестко соединено с корпусом. Поворот носка относительно корпуса осуществляется в шарнире *A*.



Между звеньями *1* и *3* установлен м., обеспечивающий их относительное движение. Если принять за стойку звено *AGM*, а за начальные звенья – носок *1* и гильзу голени *3*, то к данным звеньям присоединена структурная группа V класса третьего порядка (замкнутый контур *KFEDL*, звенья которого шарнирно присоединены в т. т. *N*, *B* и *G* к начальным звеньям и стойке соответственно).

ПРОТЕЗА НИЖНЕЙ КОНЕЧНОСТИ М. – устр., обеспечивающее относительное, близкое к естественному движение искусственной стопы, искусственной голени и гильзы бедра.



Стопа *1* шарнирно соединена с каркасом голени – стержнем *3*, а он, в свою очередь, шарнирно соединен с гильзой бедра *7*. С помощью тяги *6* и пружины *15* осуществлено силовое замыкание звеньев *1* и *7*.

Приводное звено *8*, вращаясь, сообщает периодическое движение тяге *5*, зацепляющейся с пальцами звена *8*. Тяга *5* поджата к пальцам пружиной *4*. Воздействуя на рычаг *10*, тяга *5* периодически растягивает пружину *9*, запасая в ней энергию. Пружина соединеиа

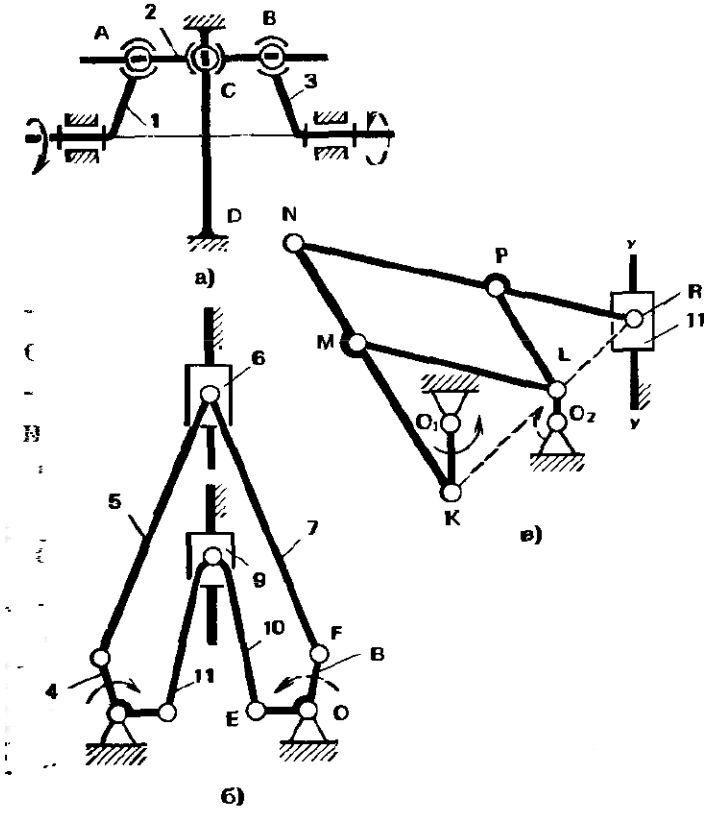
со стойкой *1* звеньями *11* и *14*, связанными между собой поступательной парой. Относительное движение звеньев *11* и *14* периодически ограничивается собачкой *13*, поджатой пружиной *12*. Собачка *13* выводится из взаимодействия со звеном *14* при контакте с упором *2* на стержне *3*.

На определенных этапах шагания (опускание всей стопы на опорную поверхность) накапливается энергия в пружине за счет веса человека. Энергия пружины *9* отдается в процессе отталкивания стопы от опорной поверхности.

ПРОТИВОВЕС – груз, применяемый для уравновешивания сил и моментов сил, действующих в машинах и м.

ПРОТИВОВРАЩЕНИЯ М. – устр. с вращающимися в противоположные стороны входным и выходным звеньями.

На сх. *а* – П. в виде соосного четырехзвенного пространственного двухкривошипного м. Кривошипы соединены с шатуном *2* в т. т. *A* и *B* с помощью двухподвижных пар. Такой же парой соединен шатун *2* с направляющей *CD*. При этом $AC = CB$. Каждая из пар *A*, *B*, *C* допускает вращение вокруг трех осей и перемещение вдоль одной из осей. Оси вращения кривошипов лежат на одной прямой и пересекают направляющую *CD*.



Вращение кривошипа *1* приводит к перемещению звена *2* вдоль направляющей *CD* и повороту вокруг нее. Звено *2* передает движение кривошипу *3*, который вращается в направлении, противоположном вращению звена *1*. Передаточное отношение при этом равно -1.

М. передает вращение также при перекосах и несоосностях звеньев благодаря отсутствию избыточных связей. При этом имеется одна лишняя безвредная степень свободы – вращение шатуна *2* вокруг своей оси.

На сх. *б* и *в* – рычажные плоские П. с постоянным передаточным отношением, равным -1.

Девятизвенный симметричный м. (сх. *б*) представляет собой параллельное соединение кривошипно-ползунных м. Входное звено – кривошип *4* шарнирно связан с шатунами *5* и *11*. Шатуны *5* и *11* шарнирно соединены с ползунами *6* и *9* соответственно. Шатуны *7* и *10* расположены зеркально симметрично шатунам *5* и *11*. Они шарнирно соединены с кривошипом *8* – выходным звеном. Звенья *4* и *8* одинаковые и расположены симметрично одно относительно другого. Угол *EOF* выбран таким, что когда центр одного из шарниров занимает положение мертвой точки, то угол давления в другом шарнире близок к нулю.

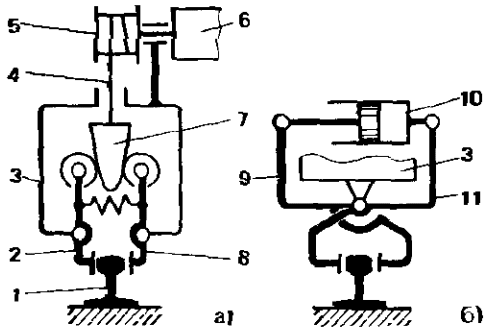
Восьмизвенный м. (сх. *в*) получен преобразованием прямолинейно направляющего м. (см. *Суммирующий пантограф*, сх. *г*). В основу м. положен пантограф в виде параллелограмма *MNPL*, у которого точки *K*, *L*, *R* расположены на одной прямой. В т. *R* со звеном *NR* шарнирно соединен ползун *11*, перемещаемый вдоль направляющей $y - y$. Кривошипы KO_1 и LO_2 параллельны друг другу, а линия центров O_1O_2 перпендикулярна $y - y$.

При вращении кривошипа O_1K другой кривошип LO_2 вращается с одинаковой по модулю угловой скоростью в противоположном направлении. В сравне-

нии с исходным м. определенность движения звеньев задана прямолинейным направлением движения т. R при исключении зубчатой пары, связывающей кривошипы O_1K и LO_2.

К П. относится также антипараллелограмм (см. *Двухкривошипный м.*) – плоский м. с изменяемым в процессе одного оборота передаточным отношением, зубчатая передача внешнего зацепления и др.

ПРОТИВОУГОННЫЙ М. – устр. для предотвращения самопроизвольного перемещения машины по рельсам (например, от ветра или при расположении на уклоне и т. п.).

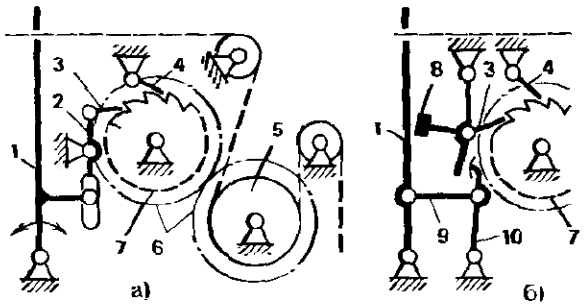


П. установлен на раме машины (сх. *а*). Рычаги *2* и *8* шарнирно связаны с рамой *3*. Они приводятся в движение при опускании клина *7* между роликами, установленными на рычагах. Рычаги зажимают рельс *1*, фиксируя положение машины относительно рельса. Клин поднимают двигателем *6*, приводящим во вращение барабан *5*, на который наматывается канат *4*. Опускается клин под собственным весом при отключении двигателя.

В сх. *6* рычаги *9* и *11* также зажимают рельс. Приводятся в действие рычаги посредством гидроцилиндра *10*.

ПРОТЯГИВАНИЯ ТКАНИ М. (текст.) – устр. для периодического поворота барабана, перемещающего ткань.

Движение барабана *5* (сх. *а*) должно быть согласовано с движением коромысла (батана) *1*. Качательное движение коромысла *1* передается через кулису *2* на собачку *3*. При повороте собачки

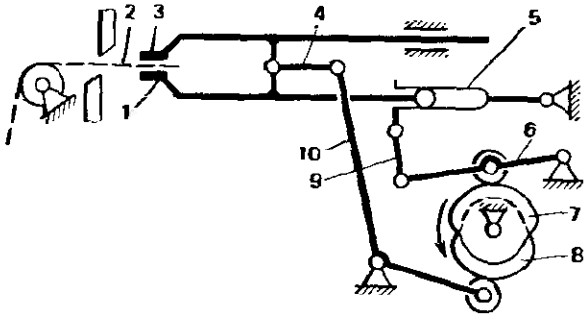


вправо сообщается движение храповому колесу *7* и далее через зубчатую пару *6* – барабану *5*; при повороте собачки *3* влево колесо *7* стопорится собачкой *4*.

В другом исполнении (сх. *б*) колесо *7* приводится под действием груза *8* при движении коромысла *1* вправо, а при движении коромысла влево звено *10* отводит собачку *3* от храпового колеса *7*. Звено *10* соединено с коромыслом *1* посредством тяги *9*.

ПРОТЯЖНОЙ М. – устр. для периодического захвата и перемещения бумажной ленты.

Ленту *2* зажимают губки *1* и *3*. Губка *3* перемещается поступательно вдоль движения ленты. Губка *1* совершает поступательное и качательное движения. Она соединена с губкой *3* шарнирно.



Поступательное движение обеих губок осуществляется через тягу *4* рычагом *10*, приводимым в движение от кулачка *8*. Качательное движение губки *1* и, соответственно, зажим, разжатие ленты осуществляются от кулачка *7* через коромысло *6*, шатун *9* и кулису *5*. Звенья *6*, *9*, *5* образуют двухкоромысловый м.

ПРОФИЛЬ ЗУБА – линия пересечения боковой поверхности зуба и заданной поверхности, отличной от делительной, начальной и однотипной поверхностей зубчатого колеса (см. также *Сопряженные профили зубьев*).

ПРОЧНОСТЬ – свойство материалов в определенных условиях, не разрушаясь, воспринимать нагрузки или другие внешние воздействия.

Критериями П. являются пределы пропорциональности, текучести, прочности, выносливости.

Предел пропорциональности – наибольшее напряжение, пропорциональное деформации испытуемого тела.

Предел текучести – напряжение, которое не изменяет своей величины при изменении деформации в определенных пределах.

Предел прочности – напряжение, соответствующее наибольшей нагрузке, при которой материал не разрушается.

Предел выносливости – наибольшее напряжение, при котором материал не разрушается после заданного числа циклов изменения напряжений, например при изменении напряжений по знаку и величине или только по знаку.

ПРУЖИНА – деталь, служащая для временного накопления энергии благодаря упругой деформации под действием нагрузки.

П. применяют для смягчения действия удара, виброизоляции, создания натяжения гибких звеньев или прижатия контактирующих звеньев, приведения в движение м.

П. бывают витыми или винтовыми (сх. *а – д, м*), тарельчатыми (сх. *е*), плоскими (сх. *ж*), кольцевыми (сх. *з*), в виде сплошного упругого тела (сх. *и*), в виде цилиндрического стержня (сх. *к*), в виде оболочки (сх. *л*) и спиральными (сх. *н*).

Сечение проволоки или листа пружины может быть круглым (сх. *а, б*), прямоугольным (сх. *в*) и т. п. По форме различают пружины цилиндрические (сх. *а – в*), конические (сх. *г, д*), фасонные.

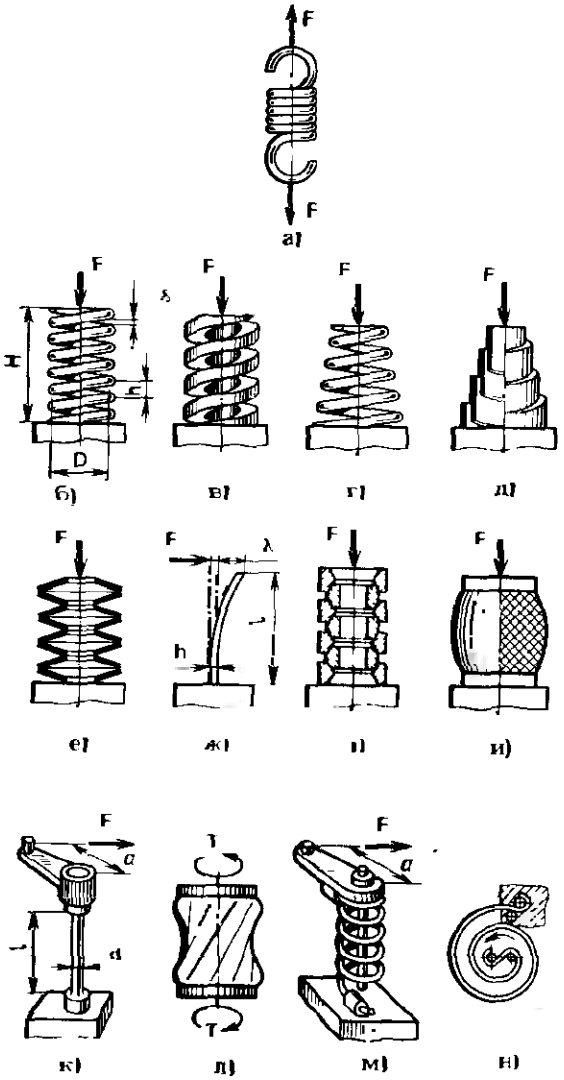
П. работают на растяжение (сх. *а*), на сжатие (сх. *б – е, з, и*), на изгиб (сх. *ж*) и на кручение (сх. *к – н*). Направление действия силы и момента на сх. соответственно $\bar{F}$ и $\bar{T}$, плечо действия силы – *а*.

В П. растяжения (сх. *а*) витки обычно плотно прилегают друг к другу и нужно приложить определенное начальное усилие, чтобы начать деформировать П.

В П. сжатия (сх. *б*) витки расположены на расстоянии δ друг от друга, а ось проволоки представляет собой винтовую линию с шагом *h*. Число витков равно числу шагов, укладываемых в общую длину пружины. Деформация начинается при приложении незначительного усилия.

В цилиндрических пружинах деформация пропорциональна величине силы, а в конических и фасонных эта зависимость нелинейная. Предельная деформация пружины сжатия определяется обычно контактом соседних витков.

Жесткость пружины на сх. *а, б* тем больше, чем меньше отношение диаметра пружины *D* к диаметру проволоки. Это отношение наз. индексом П. Жесткость пружин на сх. *е, з* намного выше, чем пружин на сх. *б – д* при одинаковых размерах. Жесткость П. на сх. *ж* (деформация обозначена λ) зависит от сечения (толщины *h*) и длины листа *l*.



Чем меньше диаметр d и больше длина l, тем более податлива П. на сх. *к* (см. также *Торсион*).

ПРУЖИННОЕ ЗВЕНО В М. – звено, обладающее малой жесткостью в каком-либо направлении.

П. используют для уменьшения динамических нагрузок, компенсации погрешностей изготовления, получения определенного закона движения или нагружения.

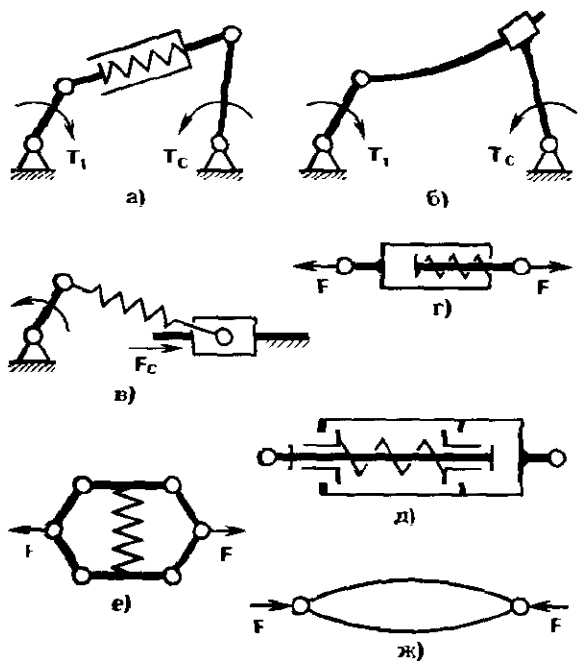
В сх. *а* шатун выполнен упругим в продольном направлении. Пружинный элемент работает только на сжатие и обеспечивает определенную закономерность изменения вращающего момента T_1 при изменении момента T_c.

В сх. *б* аналогичный эффект достигается при использовании шатуна в виде пластинчатой пружины.

В сх. *в* шатун выполнен в виде пружины растяжения. В этом случае возможны только направления момента $\bar{T}_1$ и силы F_c, показанные на сх.

В звеньях, работающих только на растяжение (сх. *г*), часто используют пружины сжатия (F – направление действия сил).

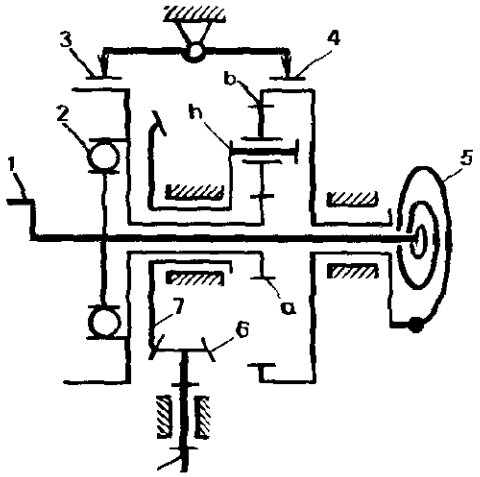
На сх. *д* показано звено, которое может работать при различном направлении действия осевых сил. Здесь использована также пружина сжатия.



На сх. *е* пружина сжатия установлена поперек действия сил $\bar{F}$. Такое устр. позволяет преобразовывать деформацию и силы сжатия пружины в перемещения элементов звена и действующие на них силы при существенном их изменении (закона и величины).

В сх. *ж* звено составлено из двух пластинчатых пружин. Здесь изгибные деформации пружин преобразуются в деформации сжатия звена в целом.

ПРУЖИННЫЙ ПРИВОД – устр. для периодического накопления энергии в пружине и использования ее для сообщения движения выходному звену.



Спиральная пружина *5* закручивается вращением вала *1*. При этом соединенное с другим ее концом колесо *b* планетарной передачи заторможено тормозом *4*. Чтобы заставить вращаться выходное звено *8*, колесо *b* растормаживают, а колесо *a* затормаживают, включая тормоз *3*. Вал *1* при этом либо неподвижен, либо продолжает вращаться в сторону закручивания пружины. Любой из этих режимов обеспечивает установка м. свободного хода между валом *1* и колесом *a*.

Движение передается от колеса *b* водилу *h* планетарной передачи и через зубчатые колеса *7*, *6* – выходному звену *8*.

ПРЯМОЗУБАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА (ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА) – зубчатая передача, составленная из прямозубых цилиндрических зубчатых колес.

ПРЯМОЗУБОЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО – цилиндрическое зубчатое колесо с зубьями,

теоретические линии которых прямые и параллельны оси колеса. Из прямозубых колес составляют прямозубую цилиндрическую передачу.

ПРЯМОЙ ЗУБ – см. *Зуб.*

ПРЯМОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ – механическое движение, характеризующееся прямой траекторией.

ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. МАНИПУЛЯТОРА – см. *Манипулятора прямолинейно-направляющий приближенный м., Манипулятора прямолинейно-направляющий точный м.*

ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ ПРИБЛИЖЕННЫЙ М. (ПРЯМИЛО) – м. для воспроизведения близкой к прямой линии траектории точки звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями.

В качестве П. используют четырехзвенные шарнирные м. (сх. *а, б, в*), четырехзвенные рычажные м. (сх. *д* и *е*) и шестизвенные м. (сх. *г* и *ж*).

На сх. *а* – кривошипно-коромысловый, лямбдообразный м. Чебышева. При условиях $AD = 2{,}16AB$; $BC = DC = CE = 4{,}34AB$ и $\alpha = 100^{\circ}$ шатунная кривая т. *E* имеет участок $E_1E_2 \approx 2{,}66AB$, близкий к прямой. Применяют и другие соотношения размеров. Сх. *а* используют в портальных кранах, протяжных м. кинокамер и др. устр.

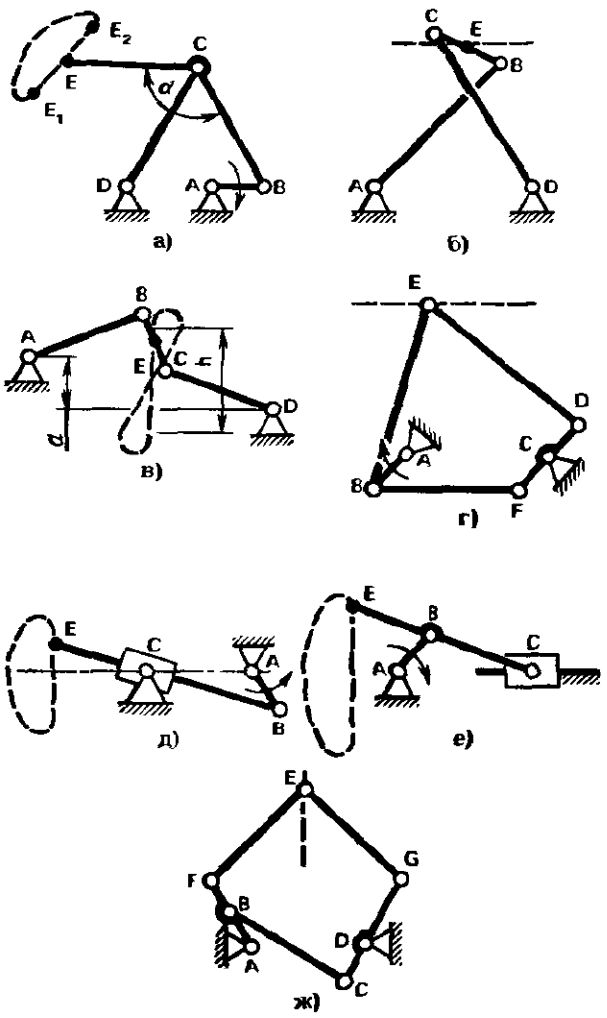
На сх. *б* – двухкоромысловый м. – обратное прямило Чебышева. При выполнении условий $AB = DC$, $BE = EC = 0{,}25AB$ и $AD = 0{,}8AB$ т. *E* имеет траекторию, близкую к прямой.

На сх. *в* – антипараллелограмм (см. *Двухкривошипный м.*) – лемнискатное прямило Джеймса Уатта. При выполнении условий $BC = 0{,}62AB$, $AD = 2{,}15AB$ и $a = BC$ т. *E* движется по траектории, близкой к прямой на участке $h \approx 1{,}7a$.

На сх. *г* – м. Костицына, представляющий собой соединение пятизвенного м. *ABEDC* и параллелограмма *ABFC*. При выполнении условий $AB = CF = CD$; $BE = DE = 5AB$ и $AC = BF = 4AB$ т. *E* имеет на некотором участке траекторию, близкую к прямой, параллельной *AC*.

На сх. *д* – кулисный м. – конхоидальное прямило. Если т. *E* перемещать точно по прямой линии, то т. *B* должна двигаться по конхоиде (см. *Конхоидограф*). В данном случае конхоида заменена дугой окружности, т. *E* приближенно на определенном участке воспроизводит прямую линию (например, при условиях $AC = 1{,}5AB$ и $BE = 5{,}3AB$).

На сх. *е* – кривошипно-ползунный м. Если выполняются условия $BE = BC = AB$, то он превращается в прямолинейный точный направляющий м., так как т. *B* в двухползунном м. такого типа движется по окружности. Во всех остальных случаях т. *E* будет приближенно воспроизводить прямую. Сх. *е* наз. эллиптическим прямилом. Для точного воспроизведения прямой необходимо, кроме упомянутого случая, двигать т. *B* по эллипсу. Здесь участок эллипса заменен дугой окружности и поэтому участок траектории т. *E* лишь близок к



прямой. Например, при заданном участке s с точностью воспроизведения прямой $\pm\Delta x = 0{,}001s$ нужно иметь $AB = 0{,}1s$; $BC = 0{,}4s$; $EC = 3s$.

На сх. *ж* — пантограф, обычно используемый в качестве токоприемника. Сх. *ж* отличается от сх. *г* использованием в качестве составляющего антипараллелограмма $ABCD$ вместо параллелограмма. Если звенья AB и DC вращать синхронно, то т. E будет точно двигаться по прямой в силу симметрии м. $AFECD$ (при соблюдении условий $AF = GD$, $EF = EG$).

Антипараллелограмм позволяет лишь приближенно обеспечить такое движение (см. *Двухкривошипные м.*), поэтому и траектория т. E будет лишь близкой к прямой.

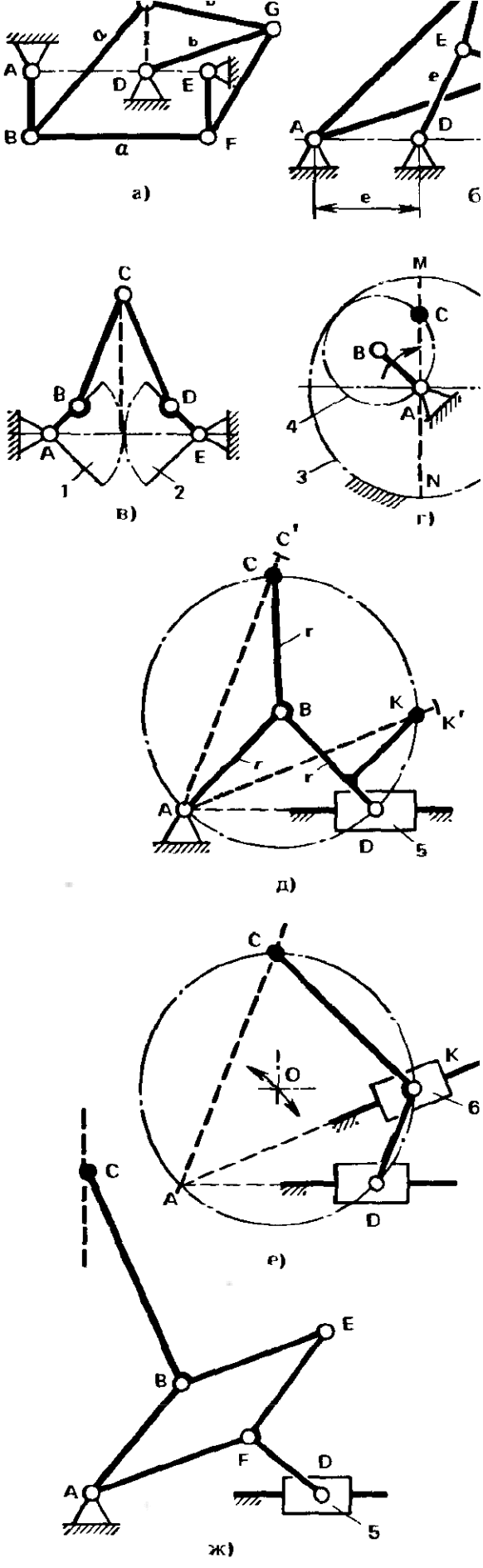
ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ ТОЧНЫЙ М. — устр. для точного воспроизведения прямой линии точкой звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями.

На сх. *а* к параллелограмму $ABFE$ присоединена структурная группа FGD, а к полученному при этом м. — структурная группа GCB. При выполнении условий $FG = DG = CG = b$, $DE = FE$, $AE = BF = a$ т. C движется по прямой линии.

На сх. *б* — прямило Поселье — Липкина. Два кривошипно-коромысловых м. $DEFA$ и $ABED$ соединены между собой, причем звено ED является общим. К шарнирам B и F присоединена структурная группа BCF. Звенья BE, EF, FC и BC образуют ромб. При выполнении условий $AB = AF$, $BE = EF = FC = BC$ т. C перемещается по окружности, а при $AD = DE = e$ т. C движется по прямой линии, перпендикулярной AD.

На сх. *в* к двум одинаковым зацепляющимся секторам *1* и *2* присоединены звенья BC и CD одинаковой длины. При этом образован симметричный рычажно-зубчатый м. Т. C движется по прямой, проходящей через полюс зацепления секторов *1* и *2*.

На сх. *г* — планетарный м., в ко сателлит *4* обкатывается по ко без скольжения при вращении води



В общем случае т. *C*, лежащая на начальной окружности, описывает гипоциклоиду. При равенстве диаметра начальной окружности сателлита радиусу начальной окружности колеса гипоциклоида вырождается в прямую линию *MN*. Построенные по этому принципу П. используют вместо кривошипно-ползунных м. в двигателях внутреннего сгорания и гидрообъемных машинах.

На сх. *д* дан П. (м. Скотта — Рассела), полученный преобразованием сх. *г*. Так как каждая т. начальной окружности сателлита на сх. *г* движется по прямой, проходящей через центр вращения водила *A*, то, связав одну из таких точек (*D* на сх. *д*) шарнирно с ползуном *5*, направляющая которого проходит через т. *A*, можно получить определенное движение сателлита и без центрального колеса *3*.

На сх. *д* длина водила *AB* обозначена *r*. Любая т. (например, *C* или *K*), лежащая на окружности радиусом *r* с центром *B*, движется по прямой, проходящей через т. *A* (например, по линии *C'A*, *K'A*).

На сх. *е* (м. Рело) по сравнению со сх. *д* исключено водило, а с т. *K* шарнирно связан ползун *6*. При этом т. *C* движется по прямой так же, как в сх. *д*. Если звено *DK* жестко связать с т. *A*, то при его движении траектория т. *A* — прямая, касательная к окружности с центром в т. *O*.

На сх. *ж* дан П. на основе пантографа. Пантограф выполнен в виде параллелограмма *ABEF* с подобными треугольниками *BCE* и *EFD* на его сторонах (см. *Пантограф Сильвестра*).

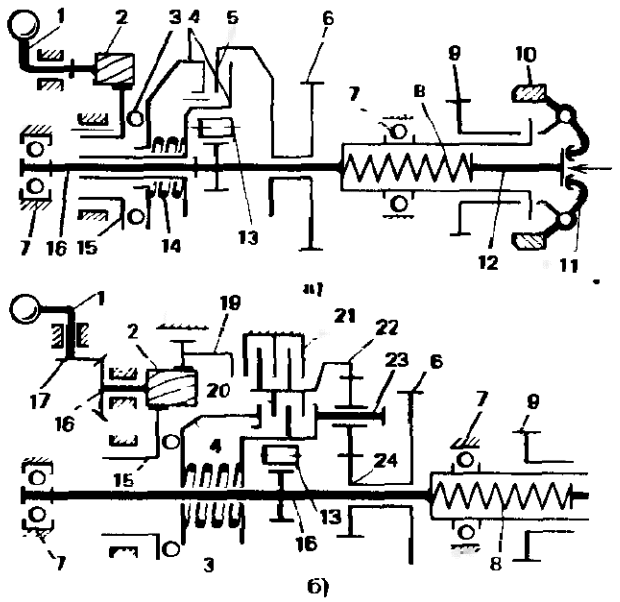
Связав т. *D* шарнирно с ползуном *5*, получают прямолинейную траекторию т. *C*. На сх. *ж* дан частный случай расположения направляющей ползуна *5* и траектории т. *C*. В общем случае можно получить любое расположение траектории т. *C* по отношению к т. *A*. Перемещения т. *C* пропорциональны перемещениям т. *D*.

В качестве П. используют и др. м. (см. *Суммирующий пантограф*, сх. *в*, *г*).

ПУСКА ДИЗЕЛЯ М. — устр. для подключения пускового двигателя к дизелю.

Пусковой двигатель приводит во вращение зубчатое колесо *6* (сх. *а*). В момент пуска дизеля вводят шестерню *9* в зацепление с зубчатым колесом — маховиком дизеля нажатием на торец толкателя *12* и поворачивают рукоятку *1*. Косозубая шестерня *2* благодаря осевой составляющей силы в зацеплении перемещает зубчатый сектор *15* вправо. Сектор *15* через шарики *3* нажимает на диск *4*. Пружина *14* сжимается, а диски *4* зажимают диск *5*. Вращение передается от колеса *6* дискам *4* и далее через м. свободного хода *13* на вал *16*. Вал *16*, вращаясь в опорах *7*, передает движение шестерне *9*, зацепляющейся с зубчатым колесом — маховиком дизеля. Если двигатель запущен, то вал *16* начинает вращаться быстрее и м. свободного хода *13* разобщает кинематическую цепь. При достижении определенной частоты вращения грузы *10* расходятся, рычаги *11* воздействуют на толкатель *12* и пружину *8*. При достижении усилием нажатия на пружину величины осевой составляющей силы трения в зацеплении шестерни *9* с зубчатым колесом — маховиком шестерня перемещается под действием пружины вправо и выходит из зацепления.

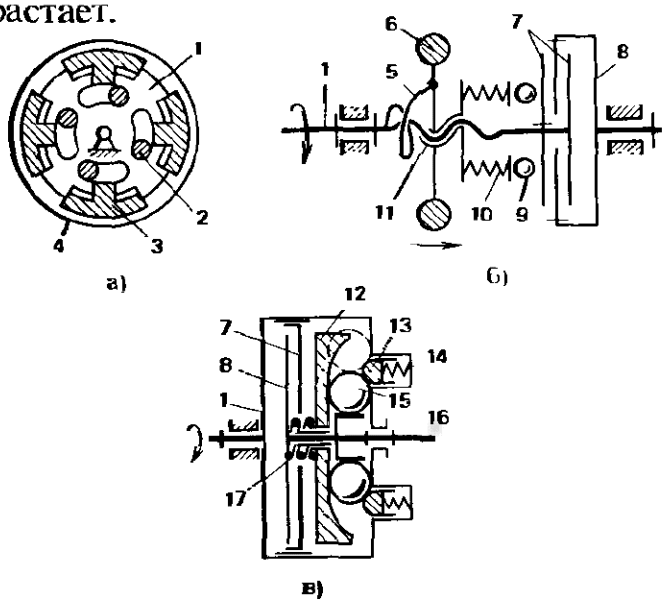
Сх. *б* позволяет иметь ступенчатый разгон вала: сначала медленное, затем быстрое вращение. Для этой цели рукоятку *1* поворачивают сначала в одну



сторону. При этом поворачивается сектор *17* и коническое колесо *18* одновременно с косозубой шестерней *2*. Зубчатые секторы *19* и *15* под действием осевых составляющих сил в зацеплении раздвигаются в разные стороны. Звено *19* включает тормоз *21*. Центральное колесо *22* планетарной зубчатой передачи затормаживается, и вращение от колеса *6* передается центральному колесу *24* и далее водилу планетарной передачи *23*. От водила вращение через м. свободного хода передается валу *16*. Некоторое время спустя поворачивают рукоятку *1* в другую сторону. Секторы *19* и *15* перемещаются навстречу друг другу. Тормоз *21* выключается. Сектор *15* через шарики *3* и диск *4* включает муфту *20*. Планетарная передача посредством муфты *20* блокируется и вращается как одно целое. Частота вращения вала *16* увеличивается. Далее процесс осуществляется так же, как и в сх. *а*.

ПУСКОВАЯ ФРИКЦИОННАЯ МУФТА – устр. для плавного подсоединения исполнительного устр. к приводу при включении и разгоне привода.

На сх. *а* – пусковая центробежная муфта. С увеличением угловой скорости ведущего звена *1* колодки *3* прижимаются к барабану *4*. Дополнительные грузы *2* перекатываются на середину колодок и дополнительно прижимают их. Передаваемый момент при этом возрастает.



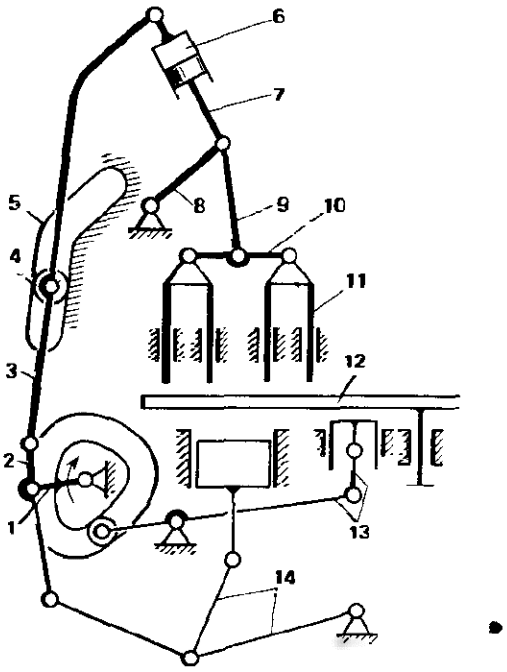
На сх. *б* – пусковая муфта с маховиком. Маховик *6* соединен с ведущим звеном *1* посредством винтовой пары *11* и пружины кручения *5*. При разгоне маховик в первый момент остается на месте, пружина *5* закручивается, маховик *6* перемещается вправо и через пружины сжатия *10* и шарики *9* прижимает ведущие диски *7* к ведомому звену *8*. Происходит плавный разгон звена *8*.

На сх. *в* – пусковая центробежная муфта с ограничителем пусковых перегрузок. Ведущая полумуфта *1* соединена с валом двигателя. Полумуфта, разгоняясь, увлекает своими поверхностями шарики *15* в планетарное движение. Пока угловая скорость полумуфты не достигнет определенной величины, шарики удерживаются в радиальном направлении ограничительным кольцом *13*, поджатым пружинами *14*. Затем центробежные силы преодолевают сопротивление пружин *14* и шарики начинают отделяться от оси. Они воздействуют на криволинейную поверхность нажимного диска *12*, который прижимает ведущий фрикционный диск *7* к ведомому диску *8*. Диски *8* и *12* передают вращающийся момент выходному звену *16*.

При остановке двигателя пружина *17* отодвигает диск *12* вправо. Воздействие диска криволинейной поверхностью на шарики приводит к их перемещению к оси муфты.

ПУСТОТООБРАЗОВАТЕЛЯ М. (стоит.) – устр. для образования пустот в кирпичах при их формировании.

П. приводится от кривошипа *1* и сблокирован с м. прессования *14* и выталкивающим м. *13*. Исходный материал загружают в пресс-формы поворотного стола *12*. Стержни пустотообразователя *11* соединены с рычагом *10*, который служит для равномерного распределения нагрузки на стержни *11*. Вместе со стержнями он выполняет роль ползуна в коромыслово-ползунном м., в который входят коромысло *8* и шатун *9*. Коромысло *8* приводится от кривошипа *1* через шатун *7*, рычаг *3* и звено *2*. Пневмоцилиндр *6* является регулируемым упругим звеном в кинема-



тической цепи. Рычаг *3* имеет перемещаемую опору в виде ролика *4*, расположенного в неподвижном пазу *5*.

ПЯТА – см. *Цапфа.*

ПЯТИПОДВИЖНАЯ ПАРА – кинематическая пара с пятью степенями свободы в относительном движении ее звеньев.

Р

РАБОТА – физическая величина, характеризующая преобразование энергии из одной формы в другую.

Элементарная Р., совершаемая силой $\bar{F}$ на малом перемещении $d\bar{r}$ точки M ее приложения, определяется равенством $\delta A = (\bar{F}, d\bar{r}) = F\,ds\cos\alpha$, где ds – длина пути точки M; α – угол между векторами силы и перемещения.

Работа, совершаемая силой $\bar{F}$ на конечном перемещении $\bar{r}_2 - \bar{r}_1$ точки M ее приложения, равна криволинейному интегралу $A = \int\limits_{(L)} (\bar{F}, d\bar{r})$, взятому вдоль траектории L точки M.

Измеряют Р. в джоулях (Дж = Н·м).

РАБОТОСПОСОБНОЕ СОСТОЯНИЕ (РАБОТОСПОСОБНОСТЬ) – состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

РАБОЧАЯ ЗОНА МАНИПУЛЯТОРА – пространство, в котором может находиться рабочий орган (захватное устр.) при функционировании манипулятора. В свободном пространстве достаточно три степени свободы, чтобы поместить центр вращения захватного устр. в заданную т. Еще три степени свободы требуются, чтобы расположить его с требуемой стороны объекта.

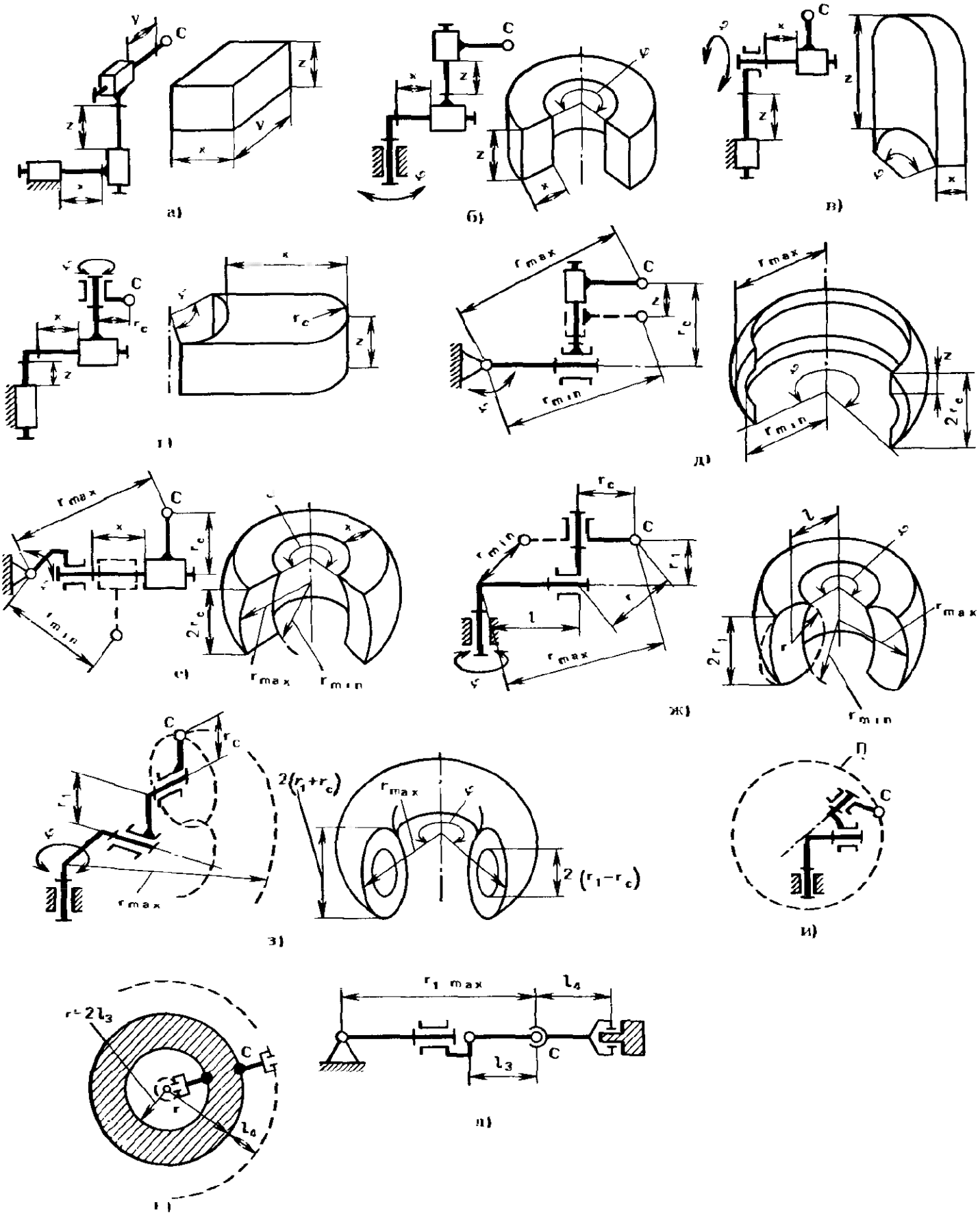
На сх. *а*–*з* – варианты схем и пространства, в которых может располагаться центр вращения захватного устр. *С*. По форме и величине этих пространств можно судить о Р. Максимальные перемещения звеньев обозначены x, y, z и φ, размеры звеньев соответствуют размерам представленных объемных фигур (r_1, r_C, l, r_{max}, r_{min}). При пересечении осей трех вращательных кинематических пар в одной т. (сх. *и*) пространство вырождается в сферическую поверхность П.

Р. ограничены поверхностями, эквидистантными представленным и отстоящими от них на длину захватного устр. l_1 (см. сечение Р. на сх. *к*, где заштриховано сечение пространства расположения центра вращения захватного устр. *С*). Но на границах Р. захватное устр. может иметь только одно положение (сх. *л*) и захватывать объект только с одной стороны. Возможность захвата объекта с той или иной стороны оценивается углом сервиса.

Представленные ограниченные пространства позволяют судить также и о других характеристиках манипулятора: рабочем пространстве и зоне обслуживания.

Рабочее пространство – это пространство, в котором может находиться исполнительное устр. (устр., выполняющее все двигательные функции и представляющее собой совокупность всех подвижных звеньев) при функционировании манипулятора. Рабочее пространство больше Р. на величину, занимаемую подвижными частями вне Р.

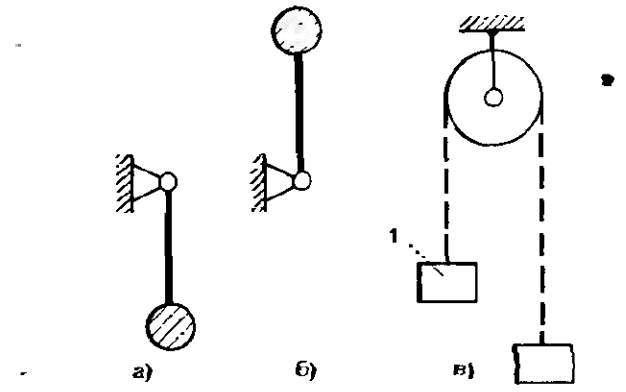
Зона обслуживания манипулятора — это пространство, в котором рабочий орган (захватное устр.) выполняет свои функции в соответствии с назначением манипулятора и установленными значениями его характеристик. Зона обслуживания меньше Р., так как она представляет собой ту ее часть, где угол сервиса характеризуется заданной величиной, т. е., где предмет может быть обслужен (захвачен) рабочим органом с заданных сторон.



РАБОЧАЯ СТОРОНА ЗУБА – см. *Зуб.*

РАБОЧИЙ РОТОР – см. *Технологический ротор.*

РАВНОВЕСИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ (РАВНОВЕСИЕ) – состояние механической системы, при котором все ее точки под действием приложенных сил остаются в покое по отношению к рассматриваемой системе отсчета. Равновесие является частным случаем движения механической системы.

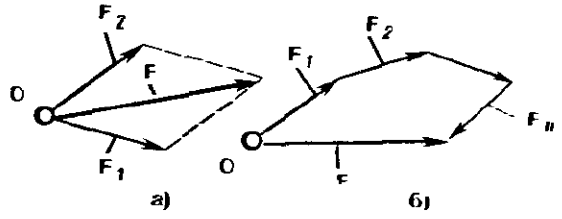


Р. может быть устойчивым, неустойчивым и безразличным. Устойчивое Р. – это такое, при котором в случае любого достаточно малого изменения положения механической системы и сообщения ей любых достаточно малых скоростей система во все последующее время будет занимать положения, сколь угодно близкие к рассматриваемому положению равновесия. При устойчивом равновесии достаточно малые отклонения системы от положения равновесия вызывают силы, стремящиеся вернуть ее в состояние равновесия. Условием устойчивого равновесия для консервативной системы (где механическая энергия не превращается в тепловую) является минимум потенциальной энергии данной системы (теорема Лагранжа – Дирихле). Если на систему с идеальными связями действуют только силы тяжести, то устойчивым будет положение, при котором центр тяжести занимает самое низкое положение (принцип Торичелли).

На *сх. а* маятник имеет устойчивое равновесие при нижнем расположении груза. Потенциальная энергия в данном случае минимальна. При неустойчивом равновесии (*сх. б*) сколь угодно малые отклонения системы от положения равновесия вызывают силы, стремящиеся увеличить эти отклонения.

При безразличном равновесии отклонения системы (тела) от положения равновесия не вызывают никаких сил, и новое положение также является состоянием равновесия. Например, перемещение тела *1* на *сх. в* вверх или вниз не вызовет никаких сил (при отсутствии трения и использовании невесомой нити).

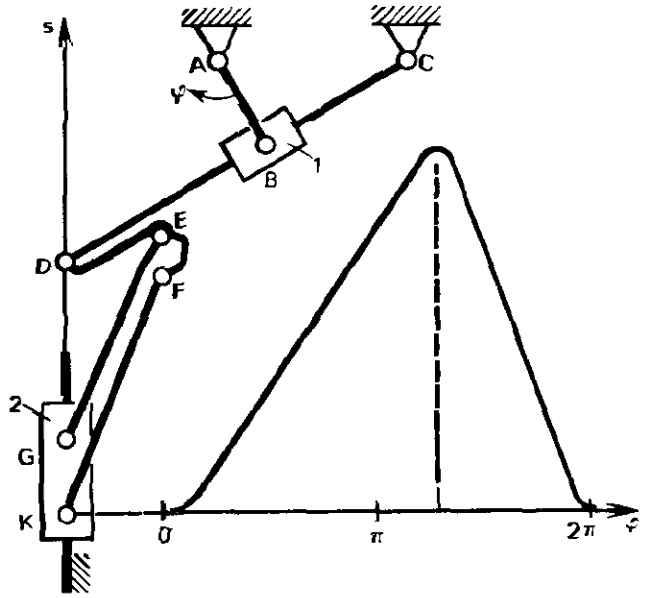
РАВНОДЕЙСТВУЮЩАЯ СИСТЕМА СИЛ (РАВНОДЕЙСТВУЮЩАЯ) – сила, эквивалентная данной системе сил. Силы, совокупному действию которых эквивалентна Р., называют составляющими, или компонентами Р. Вектор $\bar{F}$ равнодействующей сил $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \ldots, \bar{F}_n$ определяют как их сумму: $\bar{F} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \ldots + \bar{F}_n$. Графически равнодействующую $\bar{F}$ двух сил $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$ находят как диагональ параллелограмма, стороны которого – векторы $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$ (*сх. а*). Равнодействующую нескольких сил находят как замыкающую сторону векторного многоугольника (*сх. б*).



РАВНОМЕРНОГО ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ М. устр. для преобразования равномерного вращательного движения кривошипа в равномерное движение ползуна.

На *сх. в* качестве Р. восьмизвенный рычажный м. с входным звеном – кривошипом *1B* и выходным звеном – ползуном *5*. К кулисному четырехзвенному м., содержащему звенья *AB*, *1* и *DC*, присоединена структурная группа IV класса (замкнутый контур *EFKG*).

Функция положения м. (зависимость перемещения *s* звена *2* от угла поворота φ кривошипа *AB*) приближенно



представляет собой два прямолинейных наклонных участка прямой (на сх. справа) при следующих соотношениях длин звеньев:

$$AB = 1;\ DE = 1{,}31;\ DF = 1{,}06;$$
$$EF = 0{,}51;\ EG = 4{,}08;\ FK = 3{,}92;$$
$$GK = 0{,}37;\ AC = 1{,}96$$

и при расстоянии от т. *C* до направляющей выходного звена равном 3,79.

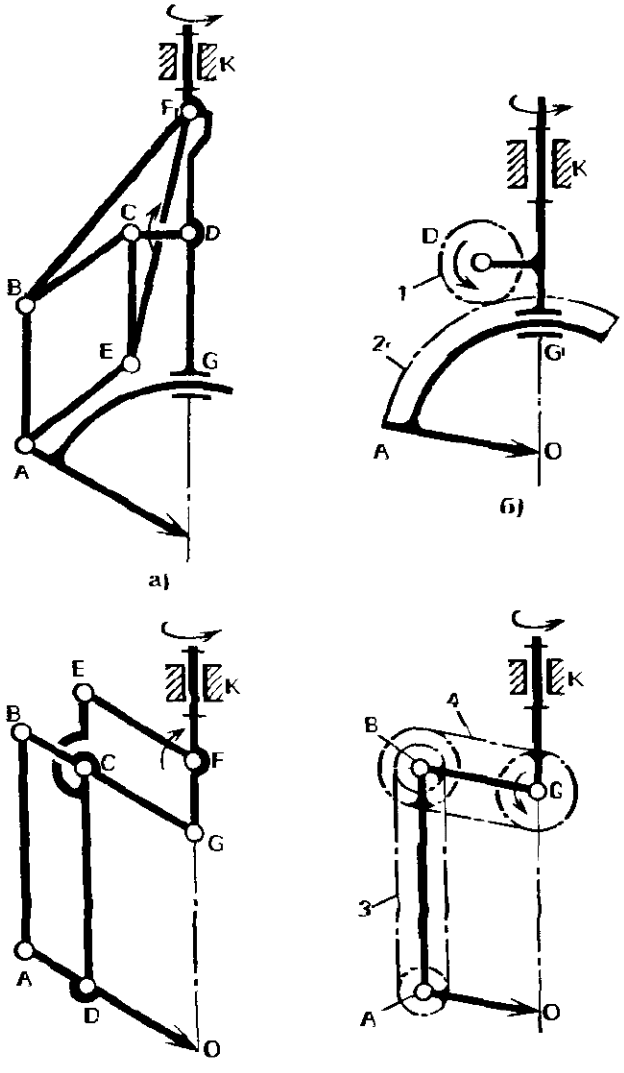
РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ – прямолинейное движение, при котором рассматриваемая т. в любые равные промежутки времени проходит равные расстояния.

РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ – разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (для зубчатого колеса – до делительной прямой элемента нормального исходного контура, условно наложенного на профили зубьев колеса, Р. обозначают F_{rr}).

РАДИАЛЬНО - НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – устр. для воспроизведения вращательного движения относительно неподвижной т. звеном, образующим кинематические пары только с подвижными звеньями.

Р. применяют в случаях, когда невозможно, например, разместить неподвижную опору в т., вокруг которой требуется получить вращательное движение звена. Примером использования Р. являются сварочные головки.

В основе сх. *а* заложено соединение направляющего м. окружности и криволинейной направляющей с общим центром воспроизводимых окружностей. Направляющий м., в частном случае м. Поселье – Липкина, содержащий звенья, соединенные шарнирно в т. т. *D*, *C*, *E*, *F*, *B*, *A* (см. *Окружности направляющий м.*). в т. *A* связан со звеном *AO*, которое образует со звеном *FD* конструктивно преобразованную вращательную пару *G*, выполненную в виде направляющей и ползуна с криволинейными поверхностями соприкосновения. Звено *AO* совершает заданное вращение вокруг т. *O*. Пространственное движение звена *AO* обеспечивается благодаря шарнирному соединению в т. *K* общего звена *FD* со стойкой.



Сх. *б* представляет более простое решение – использование зубчатой передачи вместо направляющего м. в сх. *а*. Зубчатая передача имеет ведущую шестерню *1* с центром вращения *D* и ведомый зубчатый сектор *2*, соединенный со звеном *AO*.

Сх. *в* представляет собой соединение двух параллелограммов *FGCE* и *ABCD* (см. *Параллельно-направляющий м.*), установленных на вращающемся звене *GK*. Здесь поворот звена *EF* в точности копируется звеном *AO*.

Аналогичное решение представляет собой сх. *г*, но в ней роль параллелограммов выполняют цепные передачи *3* и *4*. Звездочки цепных передач имеют центры вращения в т. т. *G*, *B* (две звездочки), *A* и каждая из них жестко соединена соответственно с одним из звеньев *GK*, *BG*, *AB* и *AO* незамкнутой кинематической цепи *GBAO*. (После присоединения цепных передач или установки приводов в шарнирах *G*, *B*, *A* кинематическая цепь становится замкнутой многоконтурной).

РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМОТОР (РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ПНЕВМОМОТОР) – поршневой гидромотор (пневмомотор), у которого оси поршней перпендикулярны оси блока цилиндров или составляют с ней углы более 45°.

Различают Р. однократного (сх. *а*–*е*) и Р. многократного действия (сх. *ж*, *з*), у которых соответственно в каждой рабочей камере совершаются один рабочий цикл и два рабочих цикла или более за один оборот выходного звена.

Р. однократного действия выполняют по схеме кривошипно-ползунного (сх. *а*, *б*), кривошипно-кулисного (сх. *в*, *г*, *д*) и кулачкового (сх. *е*) м. В корпусе *1* размещают симметрично несколько цилиндров. В цилиндрах под действием жидкости перемещаются поршни *2* (сх. *а*, *б*), которые через шатуны *3* воздействуют на эксцентриковый (кривошипный) вал *4*, являющийся выходным звеном. Жидкость под давлением подается в цилиндры поочередно через гидрораспределитель *5*, вращающийся вместе с выходным звеном.

В Р. по сх. *в* кулиса *6* опирается на сферическую поверхность *7*, расположенную в корпусе, а поршень *2* взаимодействует со сферической поверхностью эксцентрикового вала *4*. Поршень и кулиса образуют рабочую камеру, в которую поступает жидкость. Поршень и кулиса прижимаются к сферическим поверхностям пружиной *8*.

На сх. *г* представлено конструктивное исполнение Р. по сх. *в*.

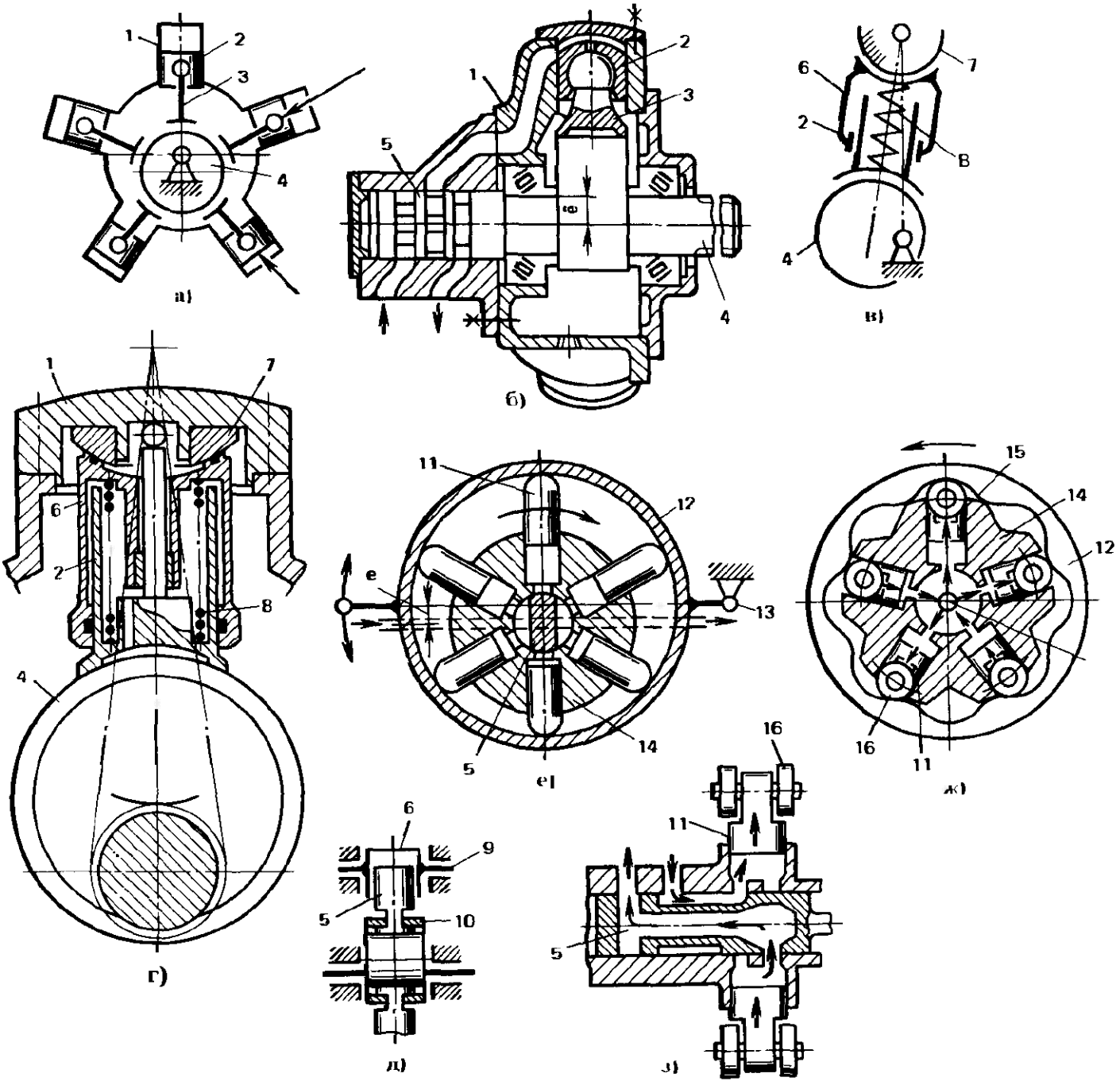
Аналогичное исполнение с иным расположением опоры кулисы дано на сх. *д*. Опора *9* выполнена в виде цилиндрической вращательной пары. Эксцентриковый вал выполнен цилиндрическим, а поршни прижимаются к нему кольцом *10*. Кольцо *10* перемещает поршни *2* при всасывании жидкости, например, при работе м. в режиме гидронасоса.

В сх. *е* поршни *11* размещены в цилиндрах вращающегося выходного звена *14* и взаимодействуют с эксцентричной поверхностью корпуса (кулачка) *12*. Если эта поверхность цилиндрическая, Р. выполняют по схеме кривошипно-кулисного м. Кривошипом является корпус, а кулисой – выходное звено *14*.

В сх. *а*–*е* ход поршней, а следовательно, и объем жидкости, поступающей за один цикл в цилиндры, зависит от эксцентриситета *e* (см. сх. *б* и *е*). В сх. *е* величину *e* можно регулировать, поворачивая корпус *12* относительно опоры *13*. При этом, если расход жидкости неизменен, то регулируется частота вращения выходного звена.

При выполнении кулачка *12* (сх. *ж*) с поверхностью *15*, имеющей несколько выступов и впадин, равномерно расположенных по периметру, получается Р. многократного действия. В приведенном примере у поверхности *15* восемь выступов и восемь впадин. Выходным звеном может быть кулачок *12* или поршневой блок *14*. С кулачком жестко соединен гидрораспределитель *5* (сх. *з*). На поршнях *11* установлены ролики *16*. За один

между ним и дополнительным устр. В иных случаях оказываются целесообразнее др. м. (см. *Гидромотор – редуктор*).



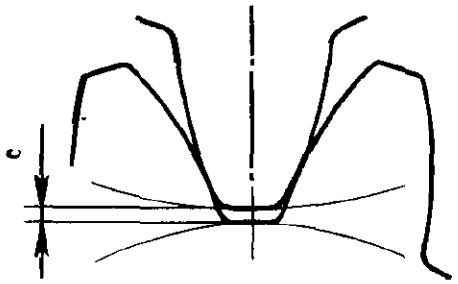
оборот кулачка каждый из поршней совершает по восемь циклов возвратно-поступательного движения. Число циклов не зависит от числа поршней.

Приведенные Р. позволяют развивать значительные моменты при невысокой частоте вращения выходного звена по сравнению с аксиально-поршневыми гидромоторами однократного действия.

Работа Р. характеризуется некоторой неравномерностью хода, обусловленной пульсацией подачи жидкости.

Применяют Р. обычно в случаях, когда не требуется установка редуктора

РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР – расстояние между поверхностью вершин одного из зубчатых колес передачи и поверхностью впадин другого зубчатого колеса. Обозначают Р. буквой *c*.

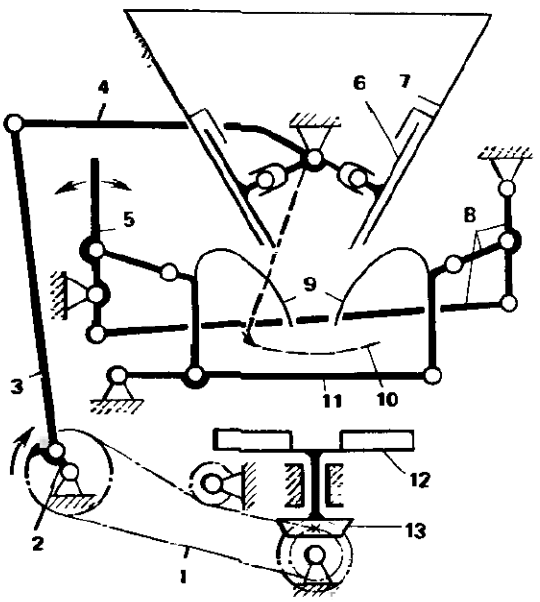


Р. зависит от модуля m и коэффициента радиального зазора $c^* : c = c^* m$, где $c^* = 0{,}2 \div 0{,}35$ – стандартная величина, зависящая от вида используемого при нарезании зубьев инструмента и характера зацепления.

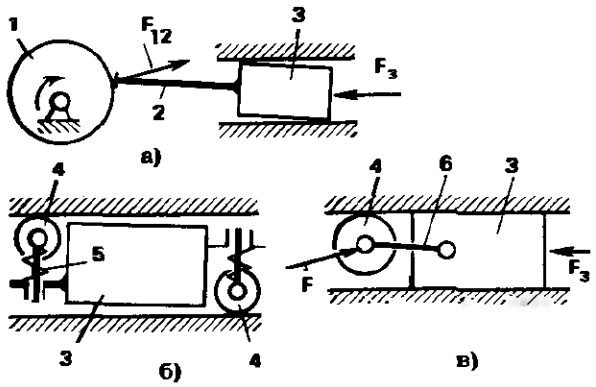
РАДИУС ИНЕРЦИИ СИСТЕМЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ – величина, квадрат которой равен отношению момента инерции механической системы относительно данной оси к массе этой системы.

РАЗБРАСЫВАТЕЛЬ УДОБРЕНИЯ (с. х.) – оборудование, навешиваемое на трактор или прицепляемое к нему и служащее для разгрузки, дозирования и распределения удобрения по обрабатываемой поверхности путем его разбрасывания.

Удобрение загружают в бункер 7. Оно просыпается через дозирующие створки 9 и сито 10 на разбрасывающий диск 12. Под действием центробежных сил удобрение разлетается в стороны. Привод осуществляется от ведущего звена 2, связанного с двигателем трактора. Движение от звена 2 через цепную передачу 1 и коническую зубчатую передачу 13 передается диску 12. От звена 2 через шатун 3 и коромысло 4 сообщается также движение сводообрушающим щиткам 6 и ситу 10. Дозирующие створки шарнирно установлены на коромысле 11. Положение их задается рукояткой 5 посредством системы звеньев 8. Створки вместе со звеньями, связывающими их со стойкой и рукояткой, образуют девятизвенный шарнирный м.



РАЗГРУЗКА ПОЛЗУНА – разгрузка ползуна от боковых составляющих сил путем введения дополнительных звеньев, передающих боковые составляющие сил на направляющие через элементы качения.

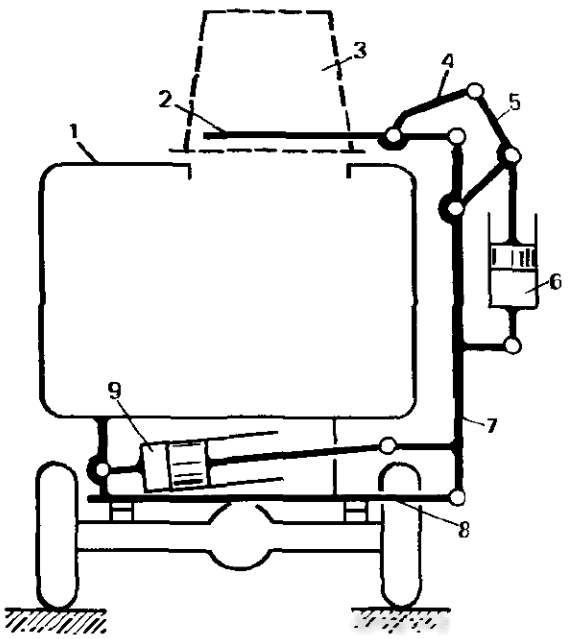


На сх. *а* кулачкового м. видно, что из-за различия углов давления кулачка *1* и толкателя *2* ползун *3*, нагруженный силой $\bar{F}_3$, которая направлена вдоль его хода, перекашивается под действием силы $\bar{F}_{12}$, направленной под углом к траектории его движения. Перекос ползуна приводит к дополнительным потерям на трение и износу взаимодействующих звеньев. Для уменьшения перекоса с обеих сторон ползуна *3* (сх. *б*) устанавливают ролики *4*, поджатые пружинами *5*. Трение скольжения в этом случае заменяется трением качения.

На сх. *в* ролик *4* диаметром, несколько меньшим поперечного размера паза направляющей, соединен шарнирно с шатуном и через промежуточное звено *6* – с ползуном. Сила F со стороны шатуна прижимает ролик к одной из сторон направляющей, а на ползун передается составляющая сила вдоль звена *6*. Из-за малости угла наклона этой составляющей боковая нагрузка на ползун незначительна.

РАЗГРУЗКИ КОНТЕЙНЕРА М. – устр., обеспечивающее захват, перемещение и опрокидывание контейнера.

На сх. Р., смонтированный на раме *8* автомобиля. Стрела *7* шарнирно соединена с рамой и может перемещаться из



горизонтального положения в вертикальное с помощью гидроцилиндра *9*.

На конце стрелы установлено захватное устр. *2*.

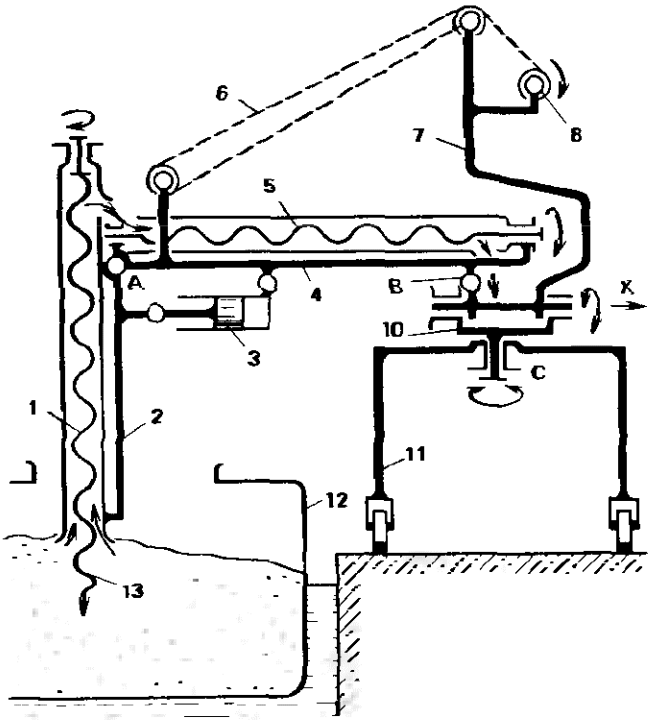
Захваченный контейнер *3* перемещается при подъеме стрелы. Опрокидывается он с помощью гидроцилиндра *6*, передающего движение через звенья *5* и *4* захватному устр. *2*. Звенья *5*, *4*, *2* и *7* образуют двухкоромысловый м., если принять за стойку стрелу *7*.

Разгрузка контейнера осуществляется в емкость *1*, также установленную на раме *8*.

РАЗГРУЗКИ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ М. — устр. для перемещения сыпучих материалов, например, из трюмов судов, содержащее систему подающих конвейеров, изменение положения которых обеспечивается посредством многозвенной кинематической цепи с приводными кинематическими парами.

Винтовой (или пневматический) конвейер *1* с разрыхляющим устр. *13* закреплен на звене *2*, шарнирно соединенном в т. *A* со стрелой *4*. Винтовой (или пневматический) конвейер *5* прикреплен к стреле *4*. Стрела *5* шарнирно соединена в т. *B* с башней *7*. Башня *7* установлена с возможностью наклона (вокруг оси *x*) на платформе *10*. Платформа *10* соединена с порталом *11* поворотным м. (кинематическая пара *C*).

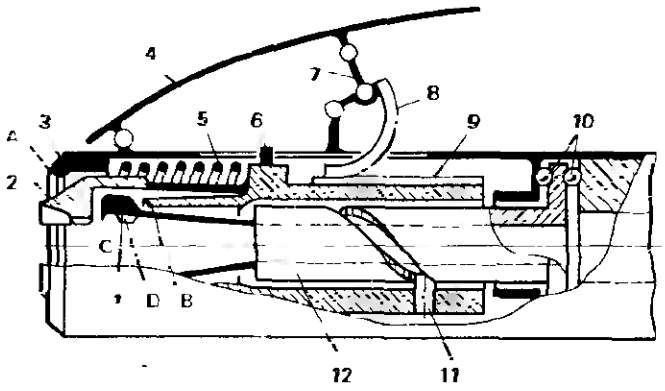
Звено *2* поворачивают относительно стрелы гидроцилиндром *3*, стрелу опускают и поднимают лебедкой *8*, барабан которой связан канатом *6* со стрелой. С учетом возможности перемещения портала данное устр. может быть представлено в виде незамкнутой кинематической цепи с пятью приводными парами. При использовании всех возможных движений в приводных парах обеспечивают перемещение устр. *13* по всему пространству трюма судна *12*.



РАЗДЕЛКИ ПРОВОДОВ М. — устр. для снятия изоляции и скрутки жил проводов.

Р. содержит приводимые в относительное движение и управляемые цанги: зажимную *2* и режущую *1*, размещенные в корпусе *3*.

Зажимная цанга выполнена подвижной в осевом направлении относительно



корпуса. Ее поворот ограничен штифтом *6*. Режущая цанга может поворачиваться вокруг своей оси, а в осевом направлении зафиксирована упорными подшипниками *10*.

Цанга *1* соединена с втулкой *12*, на которой имеется винтовая канавка. В канавке расположен направляющий штифт *11*, жестко присоединенный к звену *9*. При перемещении звена *9* в осевом направлении благодаря взаимодействию штифта *11* и втулки *12* последняя поворачивается вместе с цангой *1*.

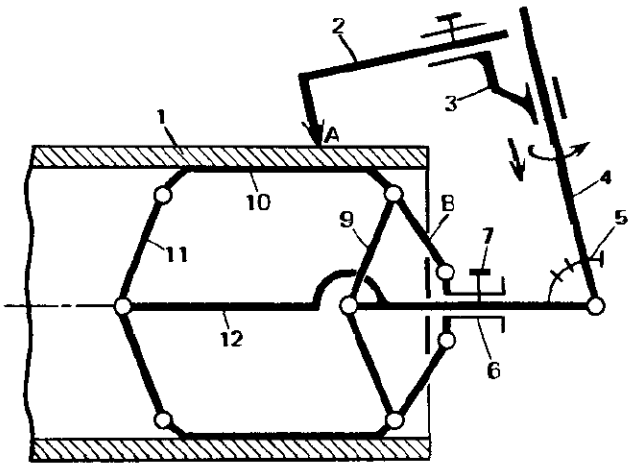
Для разделки провода его вставляют в отверстия цанг и нажимают рукоятку *4* до упора. Движение от рукоятки через звено *7*, зубчатый сектор *8* и рейку, выполненную на звене 9, передается цанге *2*. Пружина *5* сжимается, а цанга *2* надвигается конусной частью на кольцевой упор *A* и сжимает провод. В это время упор *B* сжимает цангу *1*, которая режущими кромками *C* надрезает изоляцию, а зажимными кромками *D* сжимает ее.

Дальнейшее движение цанги *2* происходит при контакте упора *A* с цилиндрической поверхностью. При постоянном усилии зажатия провод перемещается цангой *2* (влево на сх.). Цанга *1* при этом поворачивается, обеспечивая стягивание изоляции и скручивание жилы. В конце хода зажимной цанги упор *A* попадает в проточку и цанга разжимается. Провод извлекают из отверстия и отпускают ручку *4*. Все звенья под действием пружины *5* возвращаются в исходное положение.

РАЗМЕТКИ ПЕРЕСЕЧЕНИЯ ТРУБ М. — устр. для воспроизведения линий пересечения цилиндрических поверхностей на трубе.

Р. закрепляется в трубе с помощью центрирующего захватного устр. Губки *10* установлены на параллельных коромыслах *11* и *9*, связанных с основанием *12*. Звенья *12*, *11*, *10* и *9* образуют параллелограмм. Раздвигают губки перемещением ползуна *6*, соединенного с губками посредством шатунов *8*. Положение ползуна стопорится винтом *7*.

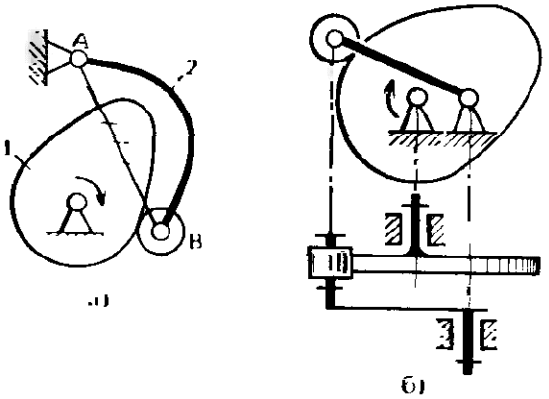
С основанием *12* шарнирно соединена кулиса *4*. Ось ее совмещают с осью



врезаемой трубы. Положение кулисы относительно основания регулируется посредством устр. *5*. С кулисой связано двухподвижной парой звено регулируемой длины, составленное из двух частей с регулируемым относительным положением. Т. *A* этого звена располагают от кулисы на расстоянии, равном радиусу трубы, пересекающей трубу *1*. При перемещении звена *2—3* относительно кулисы при непрерывном соприкосновении с трубой т. *A* воспроизводит на ее поверхности линию пересечения.

РАЗМЕЩЕНИЕ ЗВЕНЬЕВ ПЛОСКОГО М. — конструктивное исполнение звеньев, исключающее их функционально непредусмотренное соприкосновение в процессе движения и в состоянии покоя.

В сх. *а*, *б* коромысло *AB* пересекает кулачок *1*, если его выполнить прямым и разместить в одной плоскости с кулачком. Для исключения этого его выполняют криволинейным (сх. *а*, звено *2*) либо размещают в параллельной плоскости по отношению к кулачку (сх. *б*).

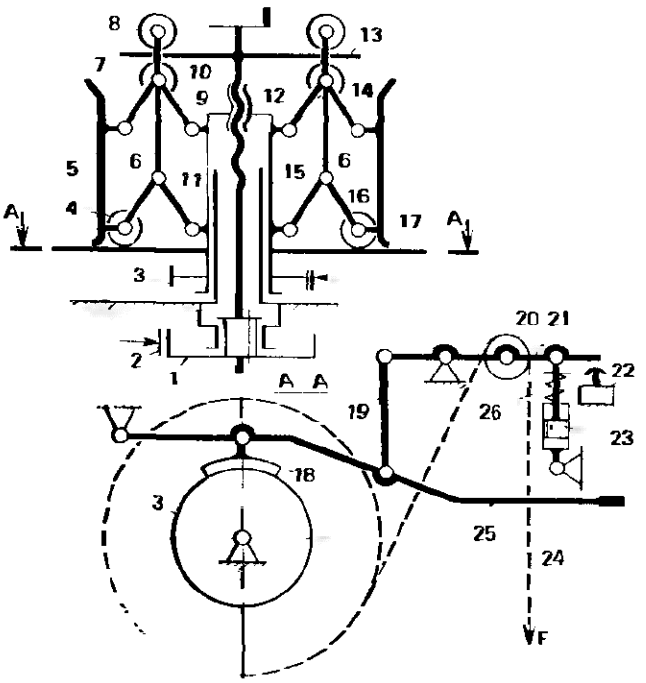


РАЗМОТКИ ПРОВОЛОКИ М. – устр. для поддержания необходимого натяжения проволоки при ее разматывании.

Бухта проволоки надевается на барабан, составленный из раздвижных секторов *5*. При натяжении проволоки *24* барабан притормаживается устр., поддерживающим постоянное натяжение.

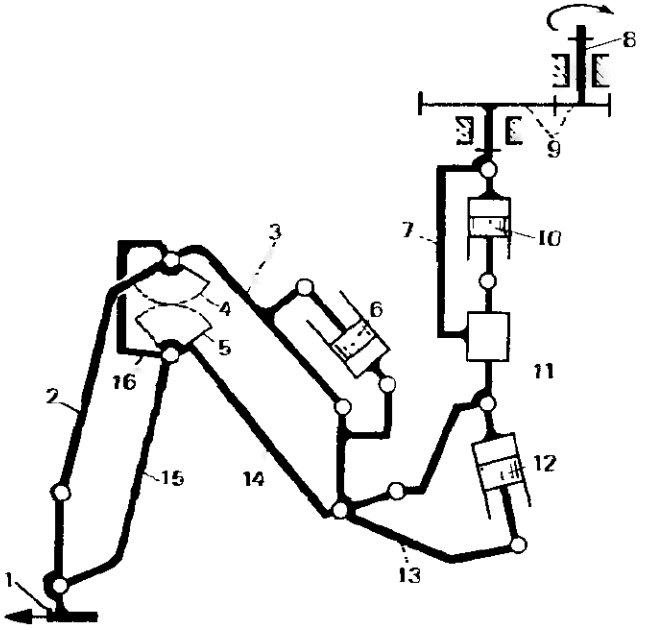
Каждый из секторов *5* связан с полым валом *15* с помощью двух соединенных между собой параллелограммов (см. *Параллельно-направляющий м.*). Опираются секторы на диск *17* с помощью роликов *4*. Промежуточные звенья *6* параллелограммов связаны роликами *7* и *8* с направляющей *13*. Ее опускание приводит к тому, что звено *6* тоже опускается и через наклонные звенья *9*, *11*, *14* и *16* передает поступательное движение секторам *5* относительно полого вала *15*. Секторы раздвигаются. При подъеме направляющей *13* секторы сближаются. Подъем направляющей осуществляют вращением винта *10* при заторможенном шкиве *1*. При этом винт перемещается вверх относительно гайки *12*, закрепленной на полом валу *15*.

Для раздвигания секторов достаточно в процессе размотки проволоки и соответственно вращения барабана притормозить шкив *1* колодкой *2*.



Регулирование натяжения проволоки осуществляется притормаживанием шкива *3*, жестко соединенного с валом *15*. Для этого к шкиву прижимают колодку *18* рычагом *25*. Постоянное прижатие колодки *18* осуществляется пружиной *26*. При изменении натяжения $\bar{F}$ проволока *24* воздействует через ролик *20* на рычаг *21*. Рычаг *21* перемещает шток гидрораспределителя *22*, управляющего гидроцилиндром *23*. Гидроцилиндр поворачивает рычаг *21* и через тягу *19* и рычаг *25* воздействует на колодку *18*, обеспечивая ее необходимое прижатие к шкиву *3*.

РАЗРУШЕНИЯ ФУТЕРОВКИ М. (металлург.) – устр. для перемещения в пространстве и ориентирования инструмента, разрушающего футеровку при ремонте печи.



Р. смонтирован на поворотном основании *7*, которое приводится от ведущего вала *8* через зубчатую пару *9*. С основанием *7* поступательной парой соединено звено *11*. Оно движется со всеми присоединенными к нему звеньями вертикально с помощью гидроцилиндра *10*. Наклон инструмента *1* осуществляется гидроцилиндром *12*. Инструмент *1* сохраняет ориентацию в пространстве, определяемую звеном *13* благодаря связи с ним посредством звеньев, образующих параллельно-направляющий м. (звенья *1*, *2*, *16* и *15* – один параллелограмм, звенья *16*, *3*, *13* и *14* – другой параллелограмм). Перемещение

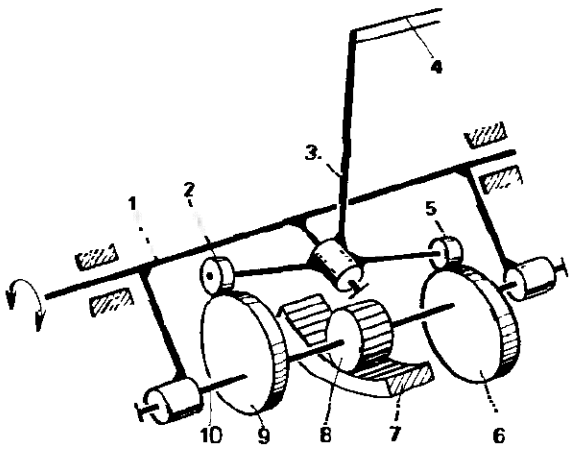
инструмента в радиальном направлении задается гидроцилиндром *6*. При этом изменяется наклон звеньев *3* и *14*, а с помощью зубчатого сектора *5* движение передается зубчатому сектору *4* и соответственно звену *2*. Звено *2* поворачивается, и инструмент перемещается в направлении, перпендикулярном оси вращения Р. В целом данный Р. представляет собой подвесной манипулятор с четырьмя степенями свободы.

РАЗЪЕМНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – соединение деталей, которые могут быть разъединены без их разрушения и разрушения соединяющих деталей. К Р. относятся болтовое, винтовое, клиновое и др. соединения.

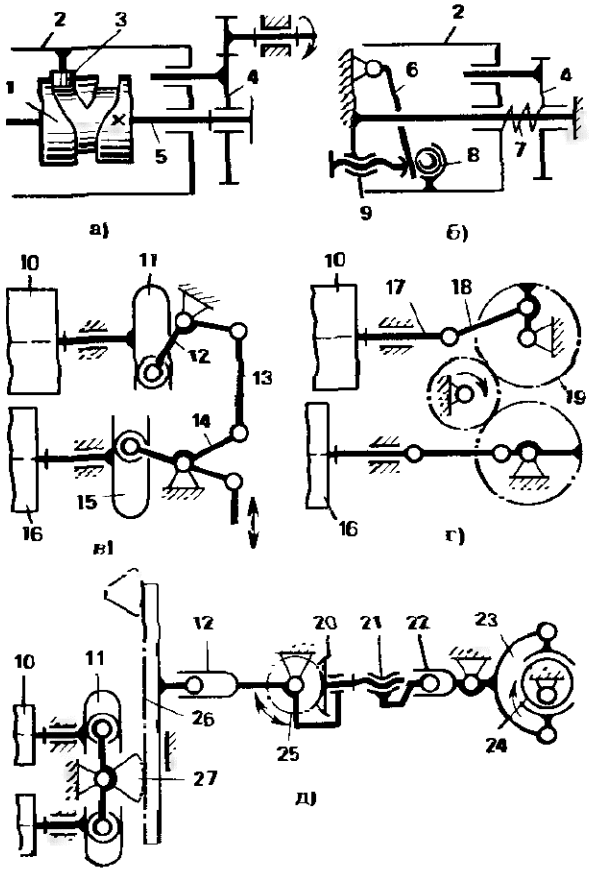
РАМА (польск. rama, от нем. Rahmen) – геометрически неизменяемая система, состоящая из стержней, которые во всех или некоторых узлах жестко соединены между собой. Р. применяют в качестве несущей конструкции, на которой устанавливают (закрепляют или присоединяют шарнирно) приводы, узлы м., исполнительных устр. (опоры, направляющие и т. п.). Р. может быть использована в качестве неподвижного или подвижного звена м.

РАПИРНЫЙ М. (текст.) – устр. для сообщения рапирам ткацкого станка пространственного качательного движения.

Входное звено – подбатанный вал *1* сообщает реверсивное движение валу *10*, перекатывая шестерню-сателлит *8* по зубчатому сектору *7*. Ось вала *10* перемещается по дуге окружности, а шестерня *8* поворачивает кулачки *6* и *9*, установленные на валу *10*. От кулачков через ролики *5* и *2* передается качательное движение коромыслу (погонялке) *3*, на котором закреплены рапиры *4*. Коромысло шарнирно соединено с валом *1*, причем ось шарнира перпендикулярна оси вала. Такое решение обеспечивает качание коромысла в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.



РАСКАТНОГО ЦИЛИНДРА М. (полиграф.) – устр. для сообщения вращательного и осевого возвратно-поступательного движения раскатному цилиндру красочного аппарата.



Вращение раскатному цилиндру *2* сообщается от зубчатого колеса *4* через скользящий штифт (см. *а*, *б*).

Осевое движение в см. *а* осуществляется за счет перемещения элемента *3* в пазу цилиндрического кулачка *1* (см. *Многооборотный кулачок*), закрепленного на неподвижной оси *5*.

В см. *б* осевое движение обеспечивается при качении шарика *8* по наклонной плоскости *6*. Силовое замыкание осуществляется пружиной *7*. Наклон плоскости *6* и, следовательно, ход цилиндра можно регулировать винтом *9*.

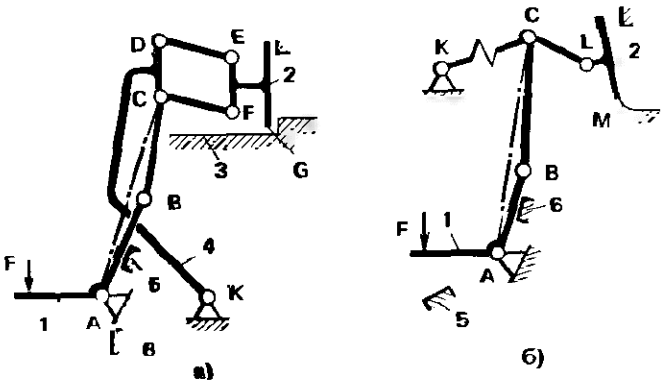
В сх. *в* раскатные цилиндры *10* и *16* перемещаются в осевом направлении с помощью синусных м. В одном синусном м. коромысло *14* взаимодействует через ролик и направляющую с ползуном *15* – осью цилиндра *16*. В другом синусном м. коромысло *12* взаимодействует с ползуном *11* – осью цилиндра *10*. Между собой коромысла *12* и *14* соединены тягой *13*.

В сх. *г* осевое движение осуществляется посредством кривошипно-ползунного м. От зубчатого колеса *19*, жестко соединенного с кривошипом, движение через шатун *18* передается оси *17*.

В сх. *д* использованы синусные м., коромысла которых соединены с зубчатым сектором *27*, взаимодействующим с рейкой *26*. Рейке *26* сообщается возвратно-поступательное движение от кулисы *12*, которой передается качательное движение от вращающегося эксцентрика *24* через вилку *23* и двухподвижную пару *22*. Угол качания кулисы, а следовательно, и ход рейки *26* регулируются при повороте зубчатого колеса *25*. При этом движение передается через зубчатую пару *25–20* винтовой паре *21* и изменяется положение контакта в паре *22*, а значит, соотношение длин взаимодействующих звеньев.

РАСПАЛУБКИ М. (строит.) – устр. для перемещения, запирания и отпирания борта формы железобетонного изделия.

Борт *2* (сх. *а*) присоединен параллельными шатунами *DE* и *CF* к коромыслу *4* и опирается на основание *3*.



Звенья *AB*, *BC* и *CK* образуют двухкоромысловый м. Поворот рычага *1* вокруг т. *A* приводит к повороту коромысла *4*, при этом перемещается борт *2* вдоль основания *3*. Точка *G* скользит по основанию.

Приведение борта в рабочее положение – его запирание (см. сх.) обеспечивается при перемещении т. *B* в положение по правую сторону от линии *AC*. При этом давление на борт не может привести к самопроизвольному его раскрытию, поскольку движение рычага *1* под действием возникающих при этом сил невозможно, так как оно ограничено упором *5*.

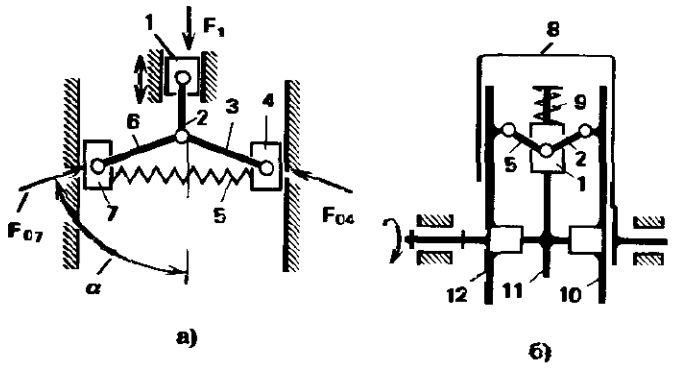
Для того чтобы отодвинуть борт *2* от других элементов формы, нажимают на рычаг *1* в направлении *F*. При этом т. *B* перемещается влево от линии *AC*. Такое перемещение возможно лишь за счет выборки зазоров в кинематических парах и деформации звеньев двухкоромыслового м. Движение рычага *1* ограничено упором *6*.

В сх. *б* борт *2* присоединен к основанию с помощью гибкого элемента *M*. Приводится в движение борт посредством шестизвенного шарнирного м., содержащего пружинное звено *KC*.

На сх. *б* показано положение раскрытия борта. При этом звено *1* приведено в положение, ограниченное упором *6*. Из этого положения невозможно самопроизвольное закрытие борта, пока центр шарнира *B* лежит по правую сторону от линии *AC*.

Запирание борта производят поворотом рычага *1* в направление *F* до упора *5*. В этом случае звено *CB* будет тянуть шарнир *C* вниз, звенья *KC* и *CL* вытянутся в одну линию. Звено *KC* при этом сожмется. Последующее небольшое перемещение т. *C* ниже линии *KL* приведет к устойчивому запиранию борта *2* (звено *1* упрется в упор *5*). Раскрытие его производят поворотом рычага *1* по часовой стрелке.

РАСПОРНОЕ ДЕЙСТВИЕ СИЛ В М. – возникновение реакций в кинематических парах, имеющих составляющие, направленные навстречу друг другу и под углом, близким к прямому, по отноше-



нию к линии действия внешней силы.

Р. обычно используют для преобразования малой по величине внешней силы в большие силы давления. Условием этого является выбор больших углов давления.

На сх. даны примеры Р. в м. свободного хода (сх. *а*) и в пусковой центробежной муфте (сх. *б*).

При действии на ползун *1* (сх. *а*) силы $\bar{F}_1$ давление через звено *2*, распорные звенья *6* и *3* передается на ползуны *7* и *4*. Ползуны прижимаются к стойке и при выполнении условия самоторможения остаются неподвижными. Ползун *1* может двигаться только вверх, когда ползуны *4* и *7* свободно скользят вдоль стойки. Начальное прижатие ползунов к стойке осуществляется пружиной *5*. Без учета трения в шарнирах

$$F_{07} = F_{04} = \frac{F_1}{2\sin\alpha}.$$

Самоторможение имеет место при условии $90° - \alpha \leqslant \rho$, где ρ – угол трения в кинематической паре ползун *7* – стойка (ползун *4* – стойка).

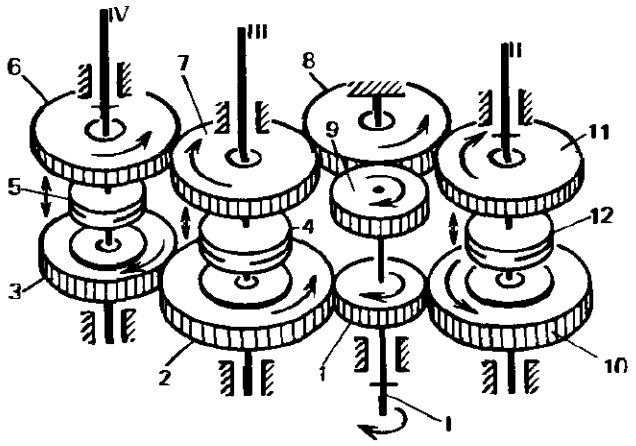
При вращении ведущего звена *11* (сх. *б*) на ползун *1* действует центробежная сила. При определенной угловой скорости преодолевается упругое сопротивление пружины *9*, и ползун посредством звеньев *5* и *2* раздвигает фрикционные диски *12* и *10*. Диски прижимаются к поверхностям ведомого звена *8*. Звено *8* самоустанавливается в осевом направлении, за счет чего обеспечивается одинаковое прижатие дисков.

Р. используют также в прессах, м. прижима, захватных устр. и др. м.

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ РЕВЕРС – передаточный м. от одного входного звена к нескольким выходным звеньям, обеспечивающий независимое реверсирование движения каждого из выходных звеньев при однонаправленном движении входного звена.

Р. используют, например, в кранах для привода от одного двигателя грузоподъемного и стреловодъемного барабанов и поворотного м.

На входном звене *I* установлены шестерни *1* и *9*, зацепляющиеся с двумя параллельными рядами зубчатых колес, установленных с возможностью вращения на валах *II*, *III*, *IV*, с которыми



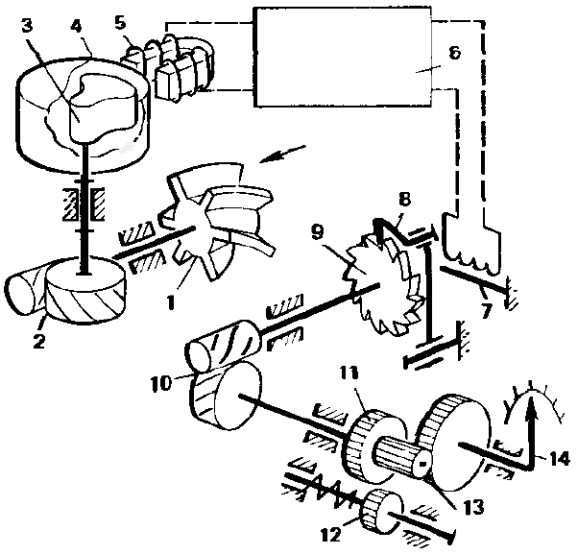
соединены исполнительные устр. В одном из рядов имеется промежуточное колесо *8*, поэтому колеса *7*, *11* и *3* вращаются в одну сторону, а колеса *2*, *10* и *6* вращаются в другую сторону. С помощью муфты *5*, *4* или *12* можно соединить соответствующий вал с одним из двух установленных на нем колес и получить вращение вала в ту или иную сторону.

РАСТЯЖЕНИЕ (СЖАТИЕ) – вид деформации стержня (бруса) или его части под действием продольных растягивающих (или сжимающих) сил. Р. характеризуется изменением длины стержня или его части.

РАСХОДОМЕР – устр. для определения расхода жидкости (газа) за определенное время.

Датчиком расхода служит крыльчатка, установленная соосно потоку жидкости.

Вращение крыльчатки *1* передается через винтовую передачу *2* стальному



сердечнику *3*. Стенка *4* обеспечивает герметичность трубопровода, где установлена крыльчатка. При вращении сердечника меняется индуктивность катушки *5*. Полученный сигнал преобразуется в тиратронном прерывателе *6* в импульсы тока, посылаемые в обмотку электромагнита *7*. Электромагнит *7* приводит в движение собачку *8*, которая сообщает импульсное движение храновому колесу *9*. Далее через передачи *10* и *13* с большими передаточными отношениями движение передается стрелке *14* указателя расхода. При необходимости возврата стрелки в исходное положение вводят в зацепление колеса *11* и *12* и поворачивают стрелку.

РАЦИОНАЛЬНЫЙ М. – см. *Избыточные связи.*

РЕАКЦИЯ В КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЕ – мера взаимного воздействия звеньев, входящих в кинематическую пару.

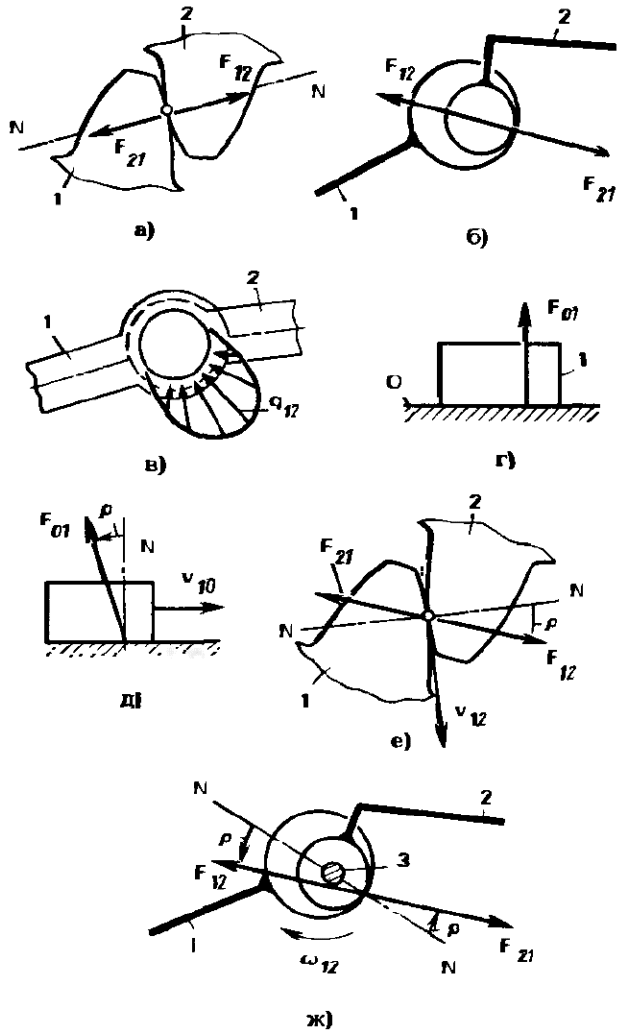
Если не учитывать трения, то для высших пар плоских м. реакция $\bar{F}_{21}$ направлена по нормали к контактирующим профилям, проходящей через т. контакта (сх. *а*, *б*). Реакция $\bar{F}_{21}$ характеризует воздействие звена *2* на звено *1*. На звено *2* действует $\bar{F}_{12}$, уравновешивающая $\bar{F}_{21}$.

Для низших вращательных пар направление реакции может быть определено только в результате силового анализа м. (на сх. *в* показана реакция в виде распределенного давления q_{12}).

Для низших поступательных пар реакция направлена по нормали к поверхности соприкосновения, но также не определено положение равнодействующей (сх. *г*).

При движении звеньев и учете сил трения реакция $\bar{F}_{21}$ отклоняется на угол трения ρ в сторону, противоположную направлению движения звена *1* относительно звена *2* (на сх. *д*, *е* и *ж* обозначены $\bar{v}_{10}$ и $\bar{v}_{12}$ – соответственно скорости звена *1* относительно стойки и звена *2*, $\bar{\omega}_{12}$ – угловая скорость звена *1* относительно звена *2*). При этом во вращательной паре Р. касается круга трения *3* (сх. *ж*). Р. в пространственных м. направлена по нормали к контактирующим поверхностям и отклоняется на угол трения при движении звеньев.

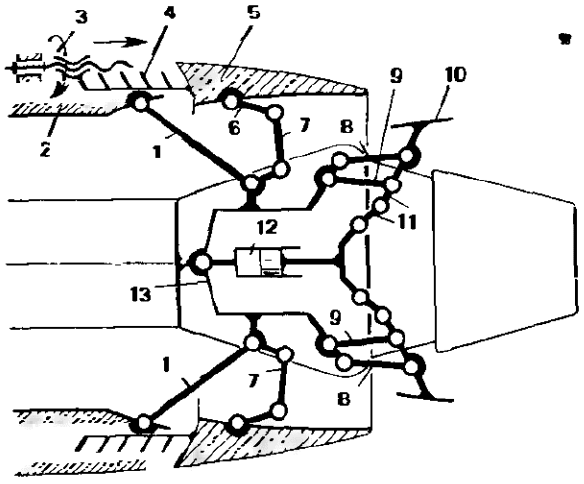
В зубчатой передаче окружная составляющая Р. $F_t = \frac{2T}{d_w}$, где T – вращающий момент на колесе, d_w – начальный диаметр колеса. Радиальная составляющая



в цилиндрической зубчатой передаче $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$, где α_w – угол зацепления. Осевая составляющая в косозубой передаче $F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$, где β – угол наклона линии зуба. В ортогональной прямозубой конической передаче $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta$, где δ – угол делительного конуса, и $F_x = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta$.

РЕАКЦИИ СВЯЗИ – см. *Связи.*

РЕВЕРСИВНОЕ УСТР. РЕАКТИВНОГО СОПЛА (авиац.) – устр., предназначенное для одновременного реверсирования тяги газотурбинного двигателя и глушения шума.



На корпусе двигателя *2* подвешено на тягах *1* звено *13*. С ним соединен посредством стержней *7* и створок *6* кожух сопла *5*. На кожухе сопла установлены решетки реверса тяги *4*. На коромыслах *8* и *9* к звену *13* подвешены лопатки шумоглушителя *10*.

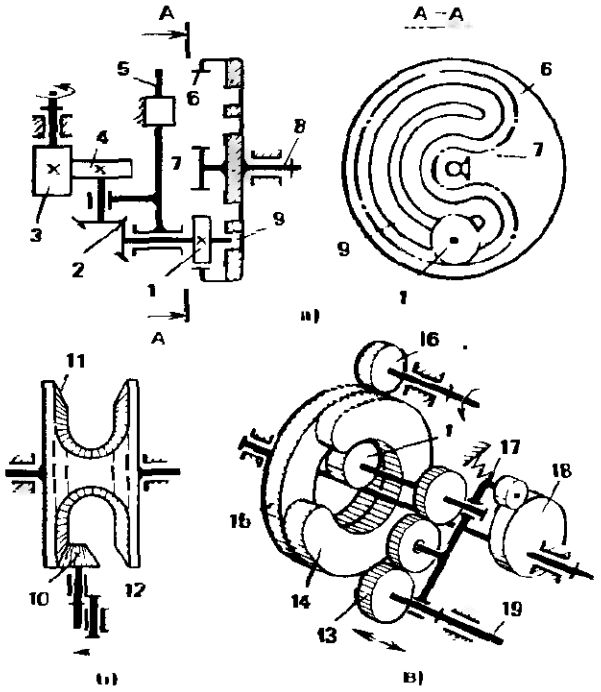
На сх. показано положение звеньев при взлете. Лопатки *10* выдвинуты с помощью пневмоцилиндра *12*, воздействующего на лопатки через звенья *11*. В крейсерском режиме лопатки *10* убираются в центральное тело. В режиме посадки включается привод *3*, который посредством винтовой пары выдвигает кожух сопла *5* вместе с решеткой реверса тяги *4*. Створки перекрывают выходное отверстие сопла, и поток газов направляется через решетки реверса тяги.

РЕВЕРСИВНЫЙ М. (РЕВЕРС) (англ. reverse от лат. revertor – поворачиваю назад, возвращаюсь) – устр., обеспечивающее возможность изменения направления движения выходного звена на противоположное.

Р. состоит из двух м., параллельно расположенных между входным и выходным звеном. Один м. передает вращение выходному звену в одну сторону, а другой изменяет направление вращения выходного звена на противоположное (см., например, *Многоскоростная передача*). Переключение с одного режима на другой производится включением в цепь того или иного м. Переключение может осуществляться внешним воздействием (см., например, *Редуктор-реверс конический с планетарными передачами, Планетарный редуктор-реверс*) или автоматически в пределах заданного цикла движения.

На сх. *а*, *б*, *в* – Р. с автоматическим переключением.

Вращение через зубчатую пару *3–4* (сх. *а*), коническую зубчатую передачу *2* передается шестерне *1*. Шестерня зацепляется с внутренним венцом *6*, и вал *8* вращается в одну сторону. Вал шестерни скользит по пазу *9* и после определенного числа оборотов переводит шестерню в зацепление с внешним венцом *7*. Вал *8* при этом вращается в другую сторону. При переключении, которое осуществляется автоматически с помощью паза *9*, шестерня *1* перемещается вместе с конической передачей и колесом *4* вдоль



шестерни *3*. Все перемещаемые звенья установлены на ползуне *5*.

В сх. *б* коническая шестерня, установленная на звене *12*, обкатывается по коническому венцу *11*. Шестерня *10* в течение одного цикла движения зацепляется с венцом *11* с одной и другой стороны и соответственно изменяется направление вращения звена *11*. Для обеспечения движения звена *12* по определенному закону должен быть предусмотрен специальный, например кулачковый, м., кинематически связанный с выходным или входным звеном.

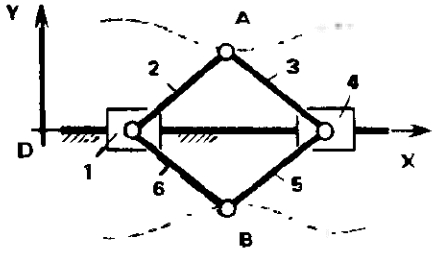
В сх. *в* входное звено – шестерня *16* передает вращение колесу *15*, которое жестко соединено со звеном *14*. Шестерня *1* поочередно зацепляется с внешним или внутренним венцом звена *14* и соответственно вращается в ту или иную сторону. Вращение передается через зубчатую передачу *13* на вал *19*. Движение оси шестерни *1* задается кулачком *18*, установленным на одном валу с колесом *15*. Ось шестерни *1* расположена в коромысле *17* кулачкового м. с опорой вращения на валу *19*.

Для обеспечения передачи однонаправленного движения шестерня *1* смещается в осевом направлении и вводится в зацепление с круговым венцом колеса *15*. Коромысло *17* должно быть выведено из контакта с кулачком *18* и застопорено в одном положении.

РЕВЕРСИРОВАНИЕ (от лат. reversio – поворот, возвращение) – изменение направления рабочего движения машины.

РЕВЕРСОР – м., воспроизводящий кривую, симметричную заданной.

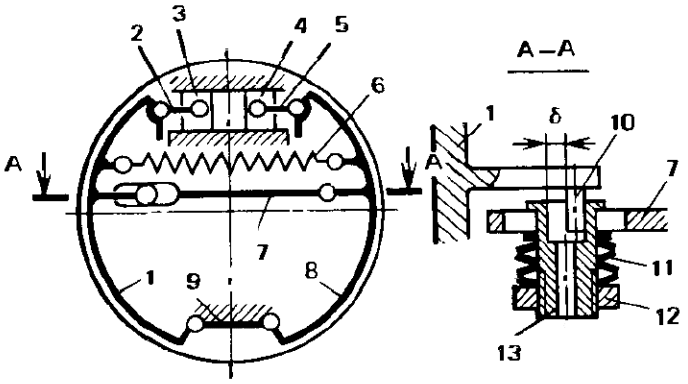
Р. на сх. имеет рычажную замкнутую кинематическую цепь в виде ромба



(звенья *2*, *3*, *5* и *6*). В двух противоположных вершинах ромба установлены ползуны *1* и *4*, перемещающиеся по общей направляющей. Вершину *A* двигают по исходной кривой, а в это время вершина *B* воспроизводит требуемую кривую. Исходя из свойства ромба, т. *B* всегда будет располагаться симметрично т. *A* относительно направляющей *Ox*.

Т. т. *A* и *B* перемещаются вдоль оси *x* путем совместного однонаправленного перемещения ползунов *1* и *4*, а вдоль оси *y* путем сближения или удаления ползунов *1* и *4*.

РЕГУЛИРОВАНИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА М. – устр., обеспечивающее постоянство зазора между барабаном и колодками тормоза при растормаживании.



Колодки *1* и *8*, шарнирно связанные со стойкой *9*, прижимаются к барабану поршнями *3* и *4*, воздействующими на колодки через шатуны *2* и *5*.

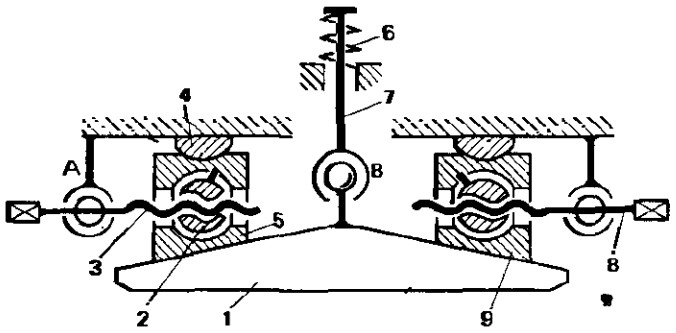
Возврат колодок осуществляется пружиной *6*. Величина обратного хода колодок ограничена. Колодки двигаются навстречу друг другу, пока не соприкоснутся их ограничительные элементы: со стороны колодки *1* – палец *10*, а со стороны колодки *8* – втулка *13*.

Втулка *13* размещена в пазу штанги *7*, шарнирно соединенной с колодкой *8*. Втулка удерживается в определенном положении за счет прижатия к штанге *7* пружиной *11*. Сила прижатия регулируется гайкой *12*.

При раздвигании колодок усилие, развиваемое поршнями, достаточно, чтобы сдвинуть втулку влево, если она препятствует прижатию колодок к барабану. При обратном ходе колодок они переместятся навстречу друг другу на

величину δ, а усилие натяжения пружины 6 недостаточно, чтобы преодолеть силу трения и сдвинуть втулку вдоль паза вправо.

РЕГУЛИРОВАНИЯ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ М. (металлург.) – устр. для изменения положения направляющей.



На сх. – Р. для валков прокатного стана. Направляющая *1* подвешена к стойке на тяге *7*. Между тягой и стойкой установлена пружина *6*. Соединение тяги с направляющей – в виде сферической трехподвижной пары *B*.

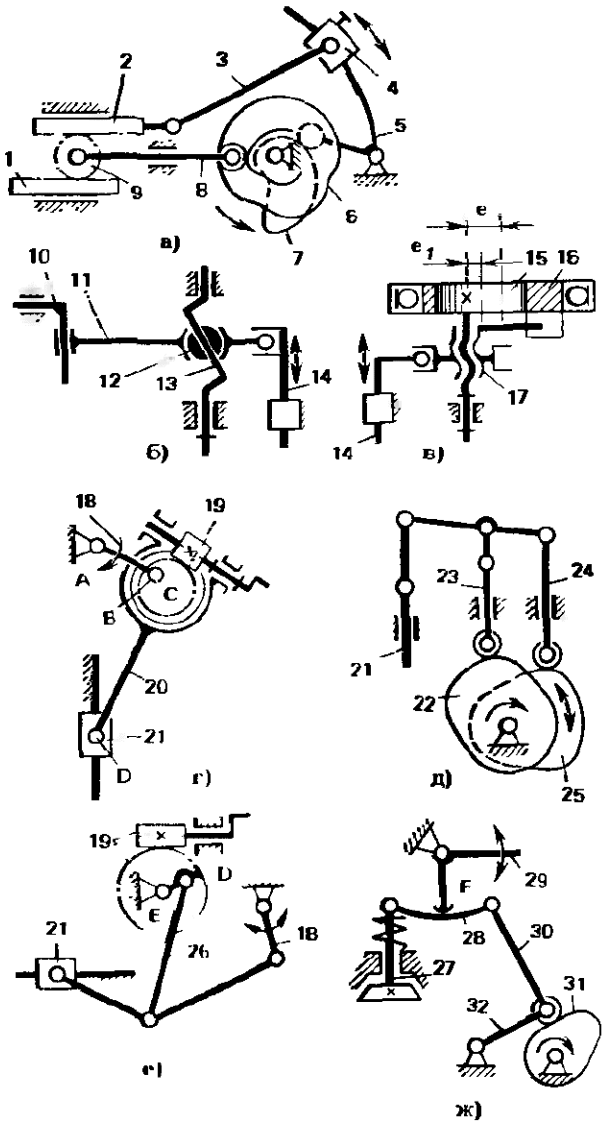
Между направляющей и стойкой размещены клинья *5* и *9*. Вращением винтов *3* и *8* перемещают клинья *5* и *9*, регулируя положение направляющей относительно стойки.

Между клином и стойкой размещен вкладыш *4*, который позволяет поворачиваться клину при перекосе направляющей относительно стойки. Гайка *2* соединена с клином двухподвижной сферической парой, а винт *3* соединен со стойкой трехподвижной сферической парой. М. не имеет избыточных связей, что позволяет звеньям самоустанавливаться при их перемещении.

РЕГУЛИРУЕМОГО ХОДА М. – устр., в котором при движении или остановке может быть изменена величина хода или смещены границы хода при неизменной его величине.

В сх. *а* у кулачкового м. ход толкателя *8* неизменен при вращении кулачка *6*. На одном валу с кулачком *6* установлен кулачок *7*, длина коромысла *5* которого регулируется перемещением ползуна *4* по коромыслу *5* при остановке м. От коромысла *5* движение передается через шатун *3* ползуну *2*, выполненному в виде зубчатой рейки. На конце толкателя *8* установлено зубчатое колесо *9*, взаимодействующее с ползуном *2* и ведомой зубчатой рейкой *1*. Звенья *8*, *9*, *2* и *1* образуют реечный суммирующий м. В нем суммируются нерегулируемое движение толкателя *8* и регулируемое движение ползуна *2*. В результате регулируется ход выходного звена *1*.

В сх. *б* у кривошипно-ползунного м. длина кривошипа *13* меняется при движении. Ось шейки кривошипа *13* наклонена по отношению к оси вращения. Шатун *11* связан с кривошипом *13* посредством цилиндрической поступательной и сферической пар с промежуточным звеном *12*. Шатун *11* взаимодействует с ползуном *10* через кинематическую пару, которая может вращаться и перемещаться в поперечном направлении. Для изменения длины кривошипа шатун перемещают посредством звена *14*.



Эксцентриситет e в сх. *в* и, следовательно, длина кривошипа меняются относительным поворотом двух эксцентриков *15* и *16* с помощью винтовой пары *17*. Гайка винтовой пары перемещается в осевом направлении звена *14*. Угол винтовой линии выбирают таким, чтобы не было самоторможения. Конструктивно этот узел представляет собой винтовое шлицевое соединение.

Эксцентриситет e определяется как геометрическая сумма эксцентриситетов звеньев *15* и *16*. На сх. *в* эксцентриситет звена *15* обозначен e_1.

Сх. *а*, *б* и *в* позволяют изменить величину хода выходного звена.

В сх. *г* регулируют длину шатуна *20* в кривошипно-ползунном м., перемещая т. *C* – центр червячного колеса червячной передачи *19* – относительно шарнира *B*. Длина кривошипа *18* остается неизменной. Величина хода ползуна *21*, определяемая длиной кривошипа при расположении траектории т. *D* на одной прямой с т. *A*, также не меняется. Изменение длины *CD* приводит к смещению хода т. *D* вдоль прямой *AD*. При расположении т. *A* вне траектории т. *D* незначительно изменяется и величина хода.

В сх. *д* использован трехползунный рычажный суммирующий м. (ведущие ползуны *23* и *24*, ведомый ползун *21*). Ползуны *23* и *24* приводятся от кулачков *22* и *25*. Поворачивая кулачки *22* и *25* один относительно другого, можно смещать во времени ход ползунов *23* и *24*, не меняя их величин и положения крайних точек. Однако при суммировании смещенных по времени ходов ход ползуна *21* меняется.

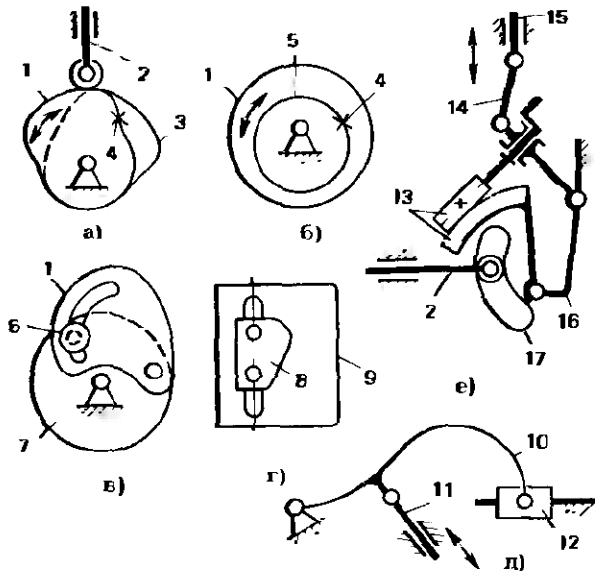
В сх. *е* и *ж* регулирование достигается перемещением в процессе работы м. опор, непосредственно связанных со стойкой, т. е. изменением положения неподвижных опор. В сх. *е* кривошипно-коромысловый м. последовательно соединен с коромыслово-ползунным м. Ведущее звено – кривошип *18*, ведомое звено – ползун *21*. Опора *D* перемещается относительно т. *E* с помощью червячной передачи *19*. В результате изменяется длина коромысла *26* и, следовательно, ход ползуна *21*.

В сх. *ж* привод клапана *27* осуществлен с помощью кулачка *31* через коромысло *32*, шатун *30* и рычаг *28*. Звенья *32*, *30*, *28*, *27* образуют вместе со стойкой пятизвенный м. Для определенности движения звеньев рычаг *28* должен иметь связь со стойкой. Эта связь достигается его контактом в т. *F* с рычагом *29*. Кинематическая пара т. *F* обеспечивает возможность поворота рычага *28* при некотором скольжении относительно т. *F*. Изменение положения т. *F* с помощью рычага *29* приводит к изменению соотношения плеч рычага *28* и, следовательно, к изменению величины хода клапана *27*.

РЕГУЛИРУЕМЫЙ КУЛАЧОК – звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны с регулируемыми параметрами.

На сх. *а* Р. выполнен в виде двух кулачков *1* и *3*, которые могут быть повернуты и закреплены один относительно другого с помощью фиксатора *4*. Поворот кулачков *1* и *3* позволяет изменить углы верхнего и нижнего выстоя толкателя *2* без изменения углов приближения и удаления, а также без изменения хода толкателя.

На сх. *б* кулачок *1* установлен на эксцентрике *5*. Поворачивая кулачок и закрепляя его относительно эксцентрика, меняют ход звена, взаимодействующего с кулачком.



На сх. *в* кулачок *1* можно перемещать относительно диска *7* и закреплять его винтом *6*.

На сх. *г* регулируют положение кулачка *8* относительно детали *9*. Такой Р. используют, например, для конечных выключателей. Перемещение кулачка позволяет изменить момент выключения привода.

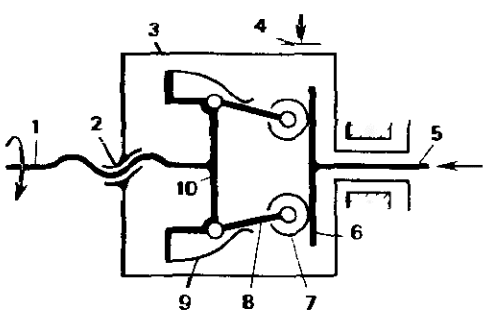
На сх. *д* кулачок с изменяемым профилем включает в себя упругий элемент *10* и регулирующие элементы – ползуны *11* и *12*. Перемещением ползунов добиваются получения различных профилей кулачка.

В сх. *е* кулачок *17* поворачивают относительно звена *16* с помощью червячной передачи *13*. Звенья *17* и *16* образуют кулачок с регулируемыми параметрами. Поступательное движение ползуна *15* через шатун *14* преобразуется посредством кулачка в поступательное движение толкателя *2*.

РЕГУЛИРУЕМЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ТОЛКАТЕЛЬ – устр. поступательного перемещения с регулируемой осевой силой, принцип действия которого основан на преобразовании движения благодаря центробежным силам.

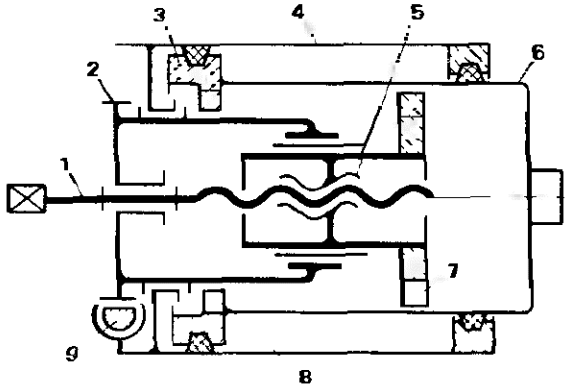
Ролики *7* через коромысла *8* соединены со звеном *10*, жестко закрепленным на вращающемся валу *1*. Коромысла *8* поджаты листовыми пружинами *9*. При вращении вала *1* ролики *7* под действием центробежных сил удаляются от оси вращения и давят на площадку *6*, жестко соединенную с ползуном *5*.

Осевая составляющая реактивной силы со стороны площадки *6* воспринимается через звенья *8*, *10* и винтовую самотормозящую пару *2* звеном *3*. Положение звена *10* может быть отрегулировано также вращением звена *3* относительно вала *1*, например, посредством включения и выключения тормоза



4. Если ползун *5* из-за силы сопротивления, направленной вдоль оси по стрелке, остается неподвижным, то сила нажатия роликов *7* на площадку *6* возрастает или уменьшается в зависимости от положения звена *10*. Связано это с тем, что перемещение звена *10* приводит к принудительному изменению положения звеньев *8* и, следовательно, роликов *7* по отношению к оси вращения. Поэтому изменяется центробежная сила и угол давления между звеньями *7* и *8*, а следовательно, и сила нажатия. При сопротивлении, не зависимом от положения ползуна *5*, ход ползуна увеличивается или уменьшается на величину осевого перемещения звена *10*. В общем случае изменяются сила нажатия и величина хода.

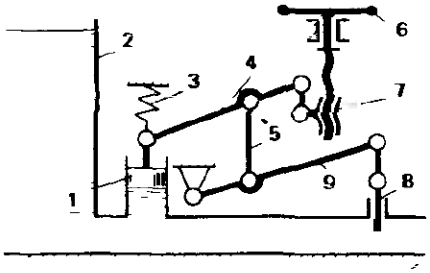
РЕГУЛЯТОР ОГРАНИЧЕНИЯ ХОДА ГИДРОЦИЛИНДРА – устр., обеспечивающее осевое перемещение упора, ограничивающего ход гидроцилиндра.



Гидроцилиндр имеет корпус *4*, внутри которого перемещается поршень *3*, установленный на штоке *6*. Поршень *3* имеет выступы *8*, которые при перемещении поршня в конце его хода упираются в выступы *7*. Выступы *7* можно перемещать в осевом направлении с помощью винтовой передачи *1*–*5* вращением винта *1* и таким образом регулировать величину максимального хода поршня *3*. Выступы *7* можно развернуть так, что они станут напротив впадин между выступами *8* и не будут препятствовать осевому перемещению

поршня. Разворачивают выступы поворотом звена *2* с помощью зубчатой рейки *9* (см. *Замок гидроцилиндра*).

РЕГУЛЯТОР СТОКА ВОДЫ — устр. для автоматического регулирования выпуска воды из резервуара в зависимости от ее уровня.



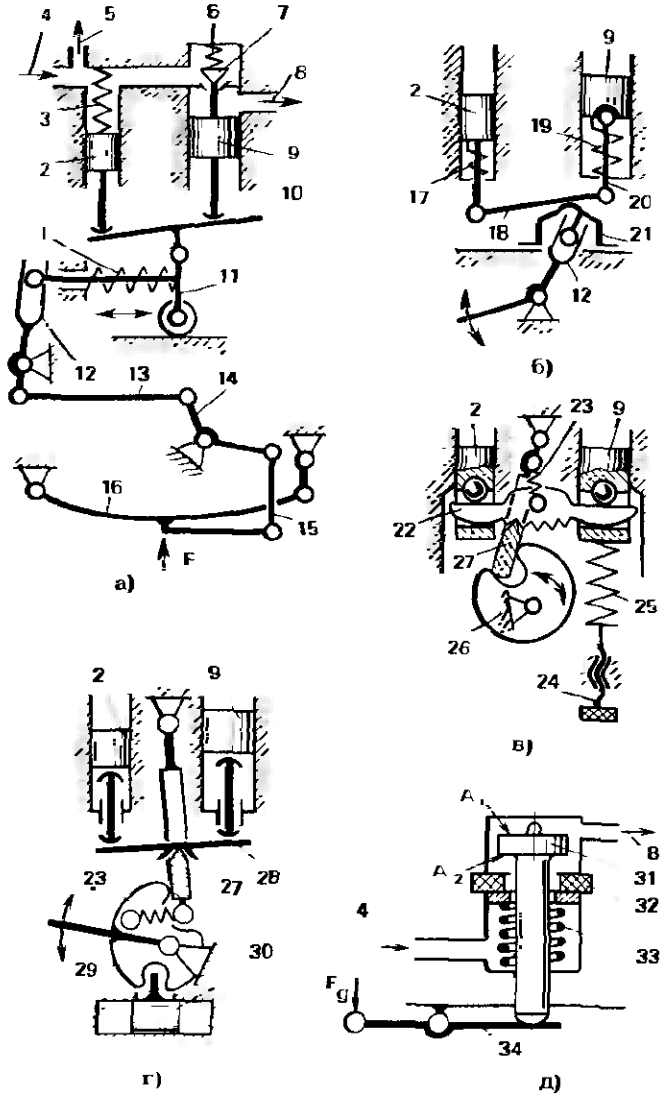
Выпуск воды из резервуара *2* регулируют задвижкой *8*. Положение задвижки при определенном уровне задают вручную маховичком *6* через винтовую пару *7*, рычаг *4*, тягу *5* и рычаг *9*. При изменении уровня воды меняется давление на поршень *1*, поджатый пружиной *3*. Перемещение поршня через рычаг *4*, тягу *5* и рычаг *9* передается задвижке *8*.

Поршень *1* и маховичок *6* соединены через дифференциальный рычаг *4* с задвижкой *8*, что делает возможным ручную и автоматическую регулировки.

РЕГУЛЯТОР ТОРМОЗНЫХ СИЛ (автотракт.) — устр., предназначенное для реализации определенного закона распределения и изменения тормозных сил автомобиля в зависимости от нагруженности колес, силы сцепления с дорогой и др. условий.

Одна из разновидностей Р. — устр. с двумя поршнями *2* и *9* (сх. *а*) и клапаном *7*, распределяющими и управляющими давлением жидкости, которая подается от главного цилиндра (канал *4*) к тормозам передних (канал *5*) и задних (канал *8*) колес.

Изменение нагруженности автомобиля приводит к изменению прогиба рессоры *16*. Движение от рессоры через тягу *15*, рычаг *14*, коромысло *13* и кулису *12* передается ползуну *11*. Ползун *11* поджат пружиной *1*. Его положение определяет положение опоры рычага *10* и соотношение плеч рычага. Поршни *2* и *9* поджаты к рычагу соответственно пружинами *3* и *6*. Перемещение рычага *10* определяет расположение и ход поршней *2* и *9*. В зависимости от нагрузки на рессору *16* поршень *9* при торможении в определенный момент опускается вниз и клапан *7* закрывает доступ жидкости к тормозу задних колес. При увеличении давления жидкости в главном цилиндре начинает опускаться поршень *2* и через рычаг *10* открывается клапан *7*. Давление в системе торможения задних колес снова повышается, но повышение давления будет замедленным по сравнению с повышением давления в тормозной системе передних колес. Затем под действием давления на поршень *9* клапан *7* снова закрывается, и цикл повторяется до тех пор, пока в главном цилиндре возрастает давление. Этим обеспечиваются определенное соотношение и характер изменения давления в тормозных системах передних и задних колес.



Для изменения положения опоры рычага *10* используют и другие конструктивные схемы (сх. *б*, *в*, *г*).

В сх. *б* ползун *21* приводится в движение кулисой *12* и взаимодействует с рычагом *18* посредством высшей кинематической пары. Рычаг *18* соединен шарнирно с поршнем *2* и через шатун *20* – с поршнем *9*. Пружины *17* и *19* частично воспринимают давление жидкости на поршни и тем самым уменьшают нагрузку на ползун *21* и другие элементы управления.

В сх. *в* коромысло *27* взаимодействует с рычагом *22* посредством высшей кинематической пары (ножевой опоры), замыкаемой пружиной *23*. Соотношение плеч рычага *22*, приводящего в движение поршни *2* и *9*, может быть изменено перестановкой коромысла *27* с одной впадины рычага на другую. Соотношение плеч в процессе торможения регулируется кулачком *26*. Силовое замыкание звеньев осуществляется пружиной *25*, регулируемой винтом *24*.

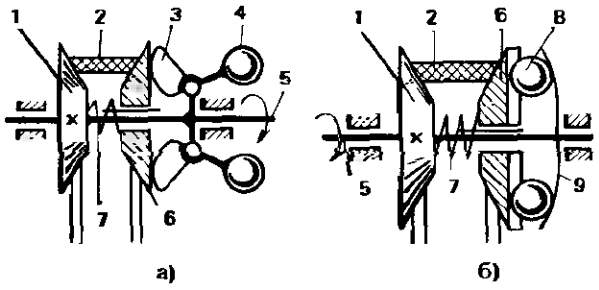
В сх. *г* рычаг *28* подвешен на коромысле *27*, которое отклоняется посредством кулачка *29*. Коромысло *27* прижато к кулачку *29* пружиной *23*. Колебания кулачка *29* гасятся демпфером *30*.

В сх. *в* и *г* привод кулачка *26* и *29* соответственно осуществляется аналогично приводу кулисы *12* на сх. *а*.

На сх. *д* – Р., установленный в гидросистеме между главным тормозным цилиндром и тормозными цилиндрами задних колес легкового автомобиля. При резком торможении нагрузка на колеса перераспределяется, задняя часть кузова приподнимается, задние колеса разгружаются и уменьшается их сцепление с дорожным полотном. Чтобы обеспечить равномерное торможение всех колес, в этом случае Р. перекрывает подачу тормозной жидкости к цилиндрам задних колес.

Рычаг *34* связан с балкой заднего моста, а корпус Р. соединен с кузовом. За счет силы тяжести кузова $\bar{F}_g$ рычаг *34* поджимает клапан *31* вверх, обеспечивая обычный режим торможения. Когда кузов приподнимается, рычаг *34* поворачивается и клапан закрывается благодаря разности давлений на поверхности A_1 (большей площади) и A_2. При закрывании клапан опускается на уплотнение *32*, поджатое пружиной *33*.

РЕГУЛЯТОР ВАРИАТОРА ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ – устр., предназначенное для приведения в определенное осевое положение шкивов в клиноременном вариаторе в зависимости от частоты вращения ведущего вала за счет центробежных сил.

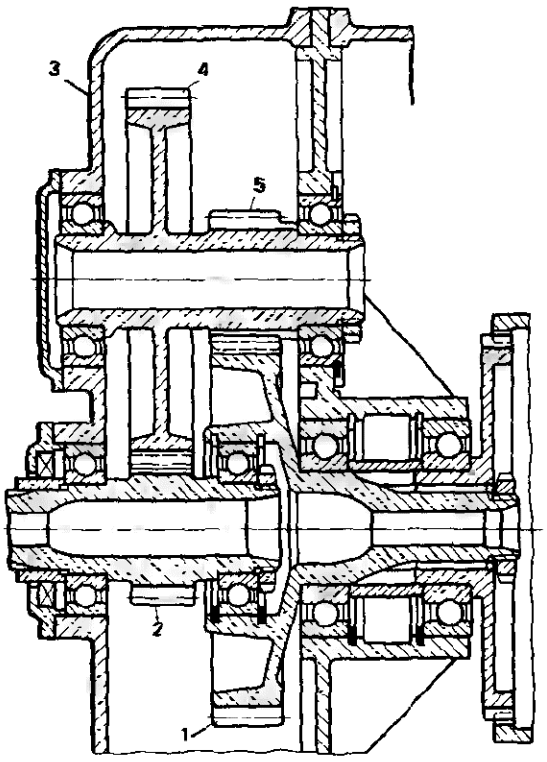


Шкив *1* (сх. *а*) жестко закреплен на валу *5*, шкив *6* может перемещаться в осевом направлении.

Грузы *4* шарнирно установлены на валу *5*. При его вращении грузы стремятся удалиться от оси вращения. Удаляясь, они поворачивают жестко связанные с ними кулачки *3*. Кулачки *3* давят на шкив *6* и, преодолевая усилие пружины *7* и сопротивление ремня *2*, перемещают шкив *6*. При этом ремень *2* начинает взаимодействовать со шкивами *1* и *5* по периметру с большим радиусом и изменяется передаточное отношение вариатора.

В сх. *б* грузы выполнены в виде шаров *8*, установленных между шкивом *6* и тарелкой *9*, которая жестко закреплена на валу *5*. Шары *8* при вращении вала расходятся и давят на шкив *6*. Выбирая профиль кулачков *3* (сх. *а*) или профиль тарелки *9*, задают определенный закон перемещения шкива *6* в зависимости от частоты вращения вала *5*.

РЕДУКТОР (от лат. reducere – приводить обратно, отодвигать назад, возвращать) понижающая передача, обычно включающая в себя систему взаимодействующих звеньев, заключенных в



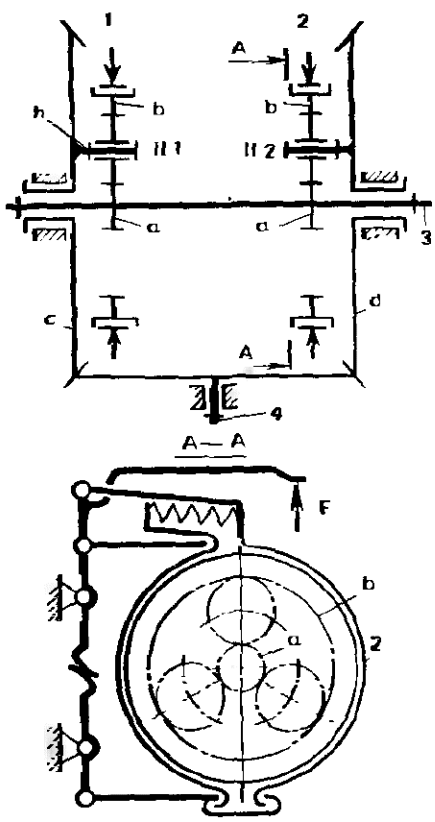
единый корпус. При использовании в Р. зубчатых передач его наз. зубчатым редуктором.

На сх. – Р., составленный из двух последовательно соединенных зубчатых пар *2–4* и *5–1*. Входное звено *2* соосно с выходным звеном *1*. Промежуточное звено представляет собой выполненные в виде одной детали зубчатые колеса *4* и *5*. Р. заключен в корпус *3*.

РЕДУКТОР-РЕВЕРС КОНИЧЕСКИЙ С ПЛАНЕТАРНЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ – устр. для реверсирования движения и понижения угловой скорости выходного звена, содержащее коническую зубчатую передачу и планетарные зубчатые передачи.

Вращение от вала *3* передается на выходное звено *4* через одну из планетарных передач *П1* или *П2* и конические колеса *c* или *d*. Когда участвует передача *П1*, выходное звено вращается в одну сторону, а когда передача *П2* – в другую сторону. Передача включается в кинематическую цепь путем затормаживания центральных колес *b* передач тормозами *1* и *2*.

Планетарные однорядные механизмы *П1* и *П2* отличаются простой конструкцией. Центральные колеса *b* – шкивы –

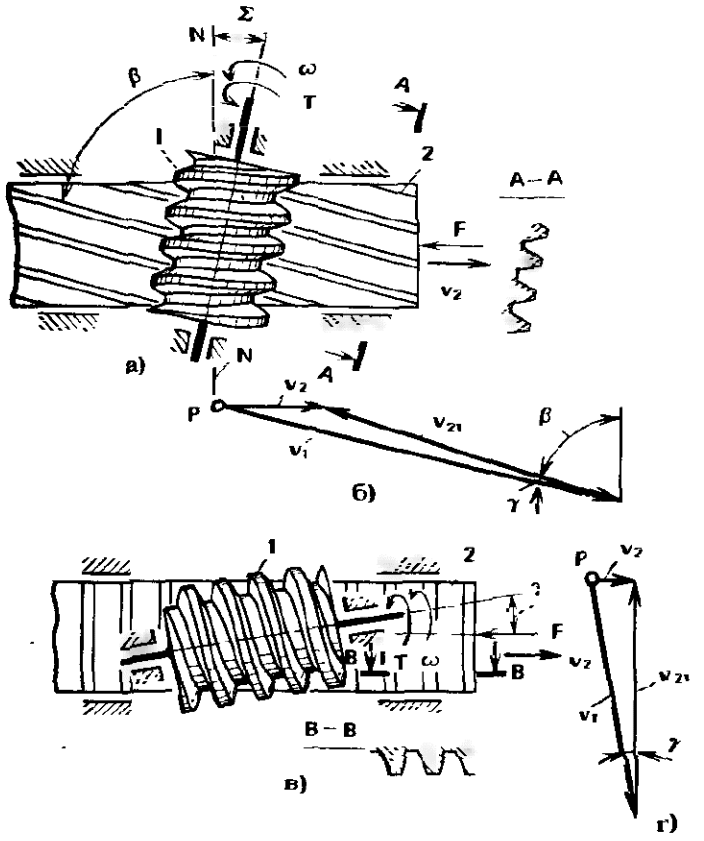


не имеют радиальных опор. Шкивы охватываются лентами тормозов *1*, *2*, которые имеют подвеску, уравновешивающую радиальные усилия (см. сх., вид *A – A*). Подвеска ленты тормоза допускает радиальные перемещения шкива и обеспечивает самоустановку его в процессе работы планетарной передачи, а также выравнивание нагрузки по сателлитам. Тормозной момент (пара сил) через тяги замыкается в зацеплении зубчатых секторов. Нормально тормоз под действием пружины разомкнут. Затормаживание осуществляется под действием силы $\bar{F}$, направленной параллельно оси шарниров секторов для уравновешивания реакций в шарнирах.

РЕЕЧНАЯ ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – червячная передача, одним из звеньев которой является зубчатая рейка, а другим – червяк.

Рейка *2* с неподвижным звеном образует поступательную пару. С рейкой взаимодействует червяк *1*. Его вращательное движение преобразуется в поступательное движение рейки. Аналог рейки в червячной передаче – червячное колесо, радиус которого $\to \infty$.

Угол между нормалью к направлению движения рейки и осью червяка *1* обозначен Σ, угол винтовой линии червяка – γ, угол наклона зубьев рейки – β.



Углы связаны зависимостью $\gamma + \beta + \Sigma = \frac{\pi}{2}$.

На сх. *а* – общий случай расположения оси червяка, на сх. *в* – частный случай, когда $\beta = 0$. На сх. *б* и *г* даны соответствующие планы скоростей соприкасающихся звеньев: $\bar{v}_1$ – окружная скорость точки начальной поверхности червяка, $\bar{v}_2$ – скорость точки рейки, $\bar{v}_{21}$ – скорость скольжения точек относительно друг друга.

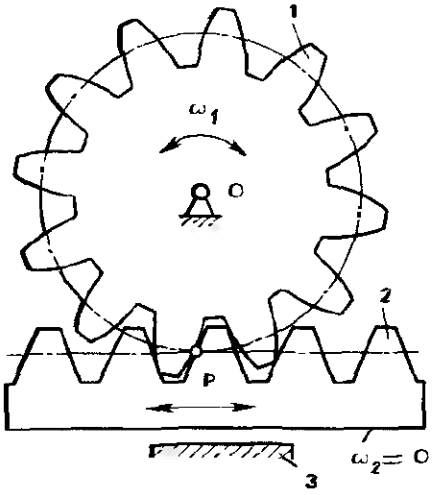
Для сх. *а* $v_2 = v_1 \dfrac{\sin\gamma}{\cos\beta}$;

для сх. *б* $v_2 = v_1 \sin\gamma$, так как $\cos\beta = 1$.

Обычно Р. выполняют самотормозящей. При этом ведущим звеном является червяк. На сх. обозначены $\bar{T}$ и $\bar{\omega}$ – вращающий момент и угловая скорость ведущего звена, а $\bar{F}$ – сила сопротивления.

Сх. *в* позволяет получить меньшую скорость v_2 и более высокий КПД по сравнению со сх. *а* и имеет более технологичный в изготовлении червяк. В сх. *а* удобнее разместить опоры червяка и можно обеспечить их большую жесткость.

РЕЕЧНАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА (РЕЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА) – цилиндрическая зубчатая передача, одним из звеньев которой является зубчатая рейка.

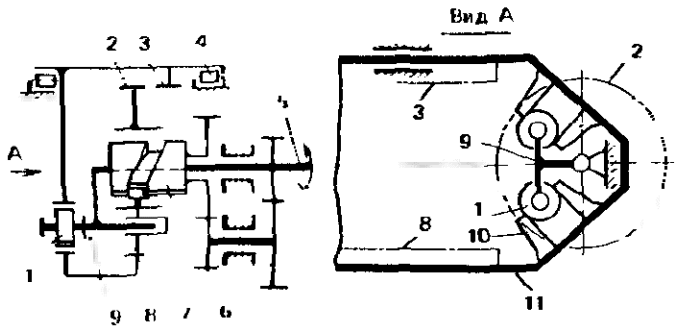


Рейка *2* с неподвижным звеном образует поступательную пару. Р. используют для преобразования вращательного движения шестерни *1* в поступательное движение рейки и, наоборот, – поступательного движения во вращательное.

Р. – исходная теоретическая основа для расчета и изготовления зубчатых колес.

РЕЕЧНЫЙ РЕВЕРСИВНЫЙ М. – устр., предназначенное для возвратно-поступательного перемещения и плавного реверсирования движения выходного звена. Применяют Р. обычно в полиграф.

Колесо *2* поочередно вводят в зацепление с рейками *3* и *8*. Рамка *11* может перемещаться в направляющих *4* в ту или иную сторону при однонаправленном вращении колеса *2*. При выходе из зацепления колеса *2* с одной из реек движение рамки *11* замедляется вследствие того, что рейке сообщается движение от кривошипа *9* через ролик *1*,



взаимодействующий с пазом *10*. Кривошип жестко присоединен к входному звену – валу *5*. За время взаимодействия ролика *1* с пазом *10* колесо *2* перемещается в осевом направлении посредством кулачка *7*, приводимого от входного звена – вала *5* через зубчатую передачу *6*. От этого же вала передается вращение на колесо *2* через кривошип *9*.

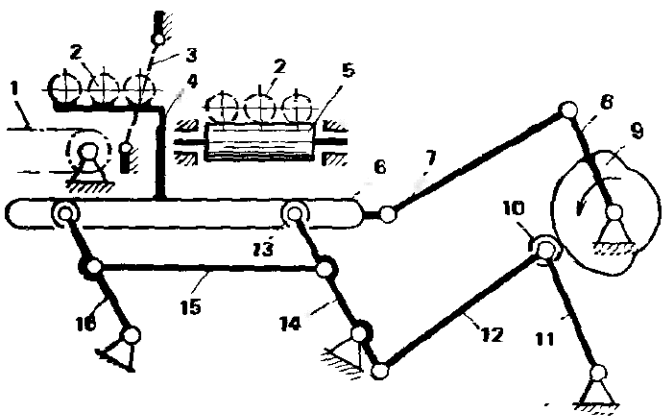
Представленный м. по своей структуре аналогичен зубчато-мальтийскому м., но предназначен для преобразования вращательного движения в поступательное.

РЕЖИМ ПРОТИВОВКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧИ – см. *Тормозной режим передачи.*

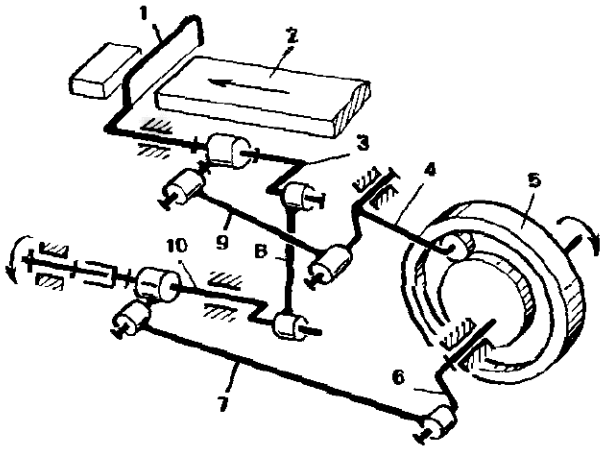
РЕЗКИ КЕРАМИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ М. (строит.) – устр. для перемещения заготовок керамических изделий относительно режущих струн.

Заготовки *2* принимаются с конвейера *1* подвижным столом *4* и через многострунный режущий аппарат *3* передаются на конвейер *5*. Стол *4* совершает сложное движение относительно режущего аппарата, которое воспроизводится двумя соединенными между собой м.: кулачковым, обеспечивающим подъем и опускание стола, и кривошипно-ползунным, обеспечивающим горизонтальное поступательное перемещение стола.

Приводятся оба м. от одного вала – кулачок *9* и кривошип *8* жестко соединены между собой. Кулачок *9* передает движение через ролик *10* звеньям *11*, *12*, *14* двухкоромыслового м. Коромысло *14* посредством звена *15* соединено с коромыслом *16*. Звенья *14*, *15*, *16* и стойка образуют параллелограмм. Установленные на коромыслах ролики *13* представляют собой направляющую для ползуна *6*. Ползун *6* приводится в движение кривошипом *8* через шатун *7*.



РЕЗКИ КИРПИЧА М. (строит.) – устр., предназначенное для осуществления качательных движений ножа и его перемещения вместе с глиняным брусом.



Глиняный брус *2* непрерывно перемещается в направлении стрелки. Нож *1* перемещается вместе с брусом и, совершая при этом качательное движение, отрезает кирпич.

Нож перемещается от кулачка *5* через коромысло *4* и шатун *9*. Качательное движение сообщается от кривошипного вала *10* через шатун *8* и коромысло *3*. Звенья *4*, *9*, *3* со стойкой образуют коромыслово-ползунный м., а звенья *10*, *8*, *3* со стойкой – кривошипно-коромысловый м. М. расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях и имеют общее выходное звено. Движение этому звену каждым из м. сообщается в соответствующей плоскости. Чтобы звенья *10*, *8* и *3* перемещались совместно, использован дополнительно кривошипно-ползунный м. (звенья *6*, *7*, *10*). Вал *10* телескопический; кривошип *6* установлен на одном валу с кулачком *5*. Точно согласовать параллельную работу м., обеспечивающих поступательное движение, в данном примере можно только благодаря зазорам в кинематических парах (в осевом направлении). Например, пара *10*–*8* показана без осевых ограничителей.

РЕЗОНАНС (франц. resonans, от лат. resono — звучу в ответ, откликаюсь) — резкое возрастание амплитуды установившихся вынужденных колебаний системы, когда частота внешнего воздействия на систему приближается к какой-либо частоте ее собственных колебаний (свободных колебаний системы).

В м. обычно Р. вредное явление. В вибрационной технике Р. используют для увеличения амплитуды колебаний. В манипуляторах Р. позволяет повысить быстродействие, т. е. уменьшить время заданного движения.

РЕЗЬБА — поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности.

В зависимости от формы поверхности различают цилиндрическую и коническую Р. Р., образованную вращением контура по часовой стрелке (при удалении его от наблюдателя), наз. правой резьбой, а Р., образованную вращением контура против часовой стрелки, наз. левой резьбой.

По числу заходов различают однозаходную резьбу и многозаходную резьбу (двухзаходную, трехзаходную и т. д.).

Р. на охватываемой детали (винте) наз. наружной резьбой, а Р. на охватывающей детали (гайке) наз. внутренней резьбой.

Контур, образовывающий Р., может быть треугольным, прямоугольным, трапецеидальным и т. п.

РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ — соединение деталей с помощью резьбы, обеспечивающее их относительную неподвижность или заданное перемещение одной детали относительно другой.

РЕЙКА — см. *Зубчатая рейка (рейка)*.

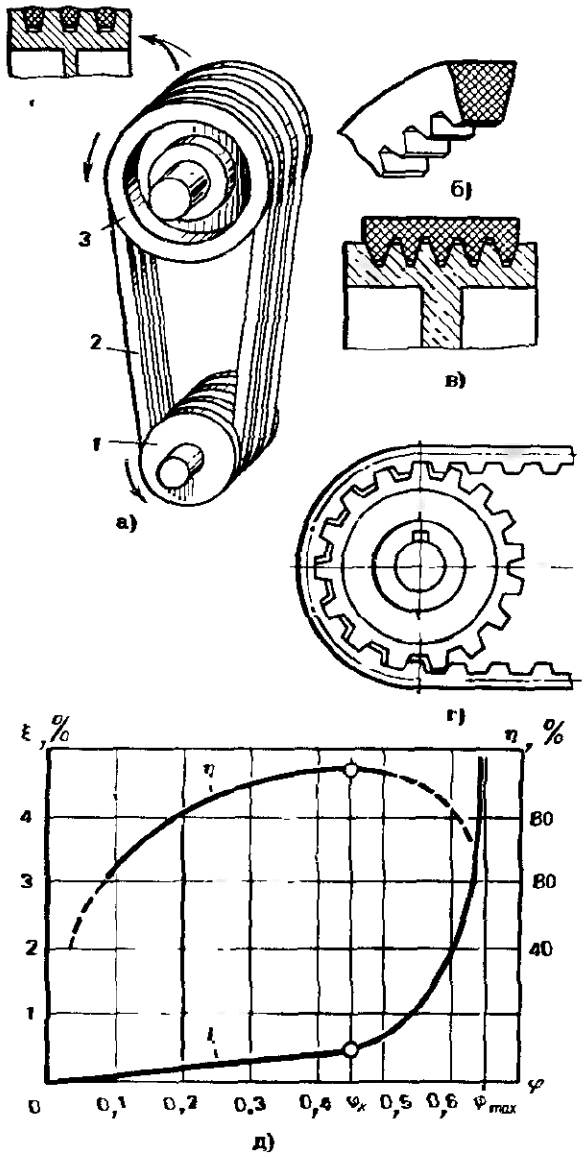
РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА — м. для передачи вращения посредством фрикционного взаимодействия замкнутой гибкой связи с жесткими звеньями.

Гибкую связь *2* (сх. *а*) в Р. наз. приводным ремнем, а жесткие звенья *1* и *3* — шкивами.

С помощью Р. достигается высокая плавность работы. Р. пробуксовывает при перегрузках, характеризуется обязательным относительным скольжением звеньев. Используют Р. в приводах мощностью до 50 кВт при скоростях ремня до 30 м/с.

Передаточное число u — отношение диаметров большего и меньшего шкивов. Обычно принимают $u < 4$, но встречаются Р. с $u = 10$. Передаточное отношение $i = u(1 + \zeta)$, где ζ — коэффициент, учитывающий относительное скольжение. Обычно $\zeta = 0{,}01 \div 0{,}02$.

В зависимости от сечения ремня различают плоскоременные, круглоременные, клиноременные передачи. Последние в настоящее время наиболее распространены, так как обладают более высокой несущей способностью. Применяют, как правило, несколько параллельно расположенных ремней (сх. *а*). В передачах со шкивами малых диа-



метров используют клиновой ремень с гофрами на внутренней поверхности (сх. *б*). Применяют также поликлиновой ремень (сх. *в*) и зубчатый ремень (сх. *г*).

В Р. обязательно обеспечивают начальное натяжение ремня перемещением осей шкивов или с помощью натяжного ролика. При передаче вращающего момента сумма натяжений в ветвях ремня $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$ (см. *Фрикционный м.*) практически остается неизменной.

Отношение окружного усилия на шкиве F к $F_1 + F_2$ называют коэффициентом тяги φ. Величина φ характеризует степень загрузки Р. (сх. *д*). Чем выше φ, тем больше ζ. После предельного значения $\varphi_к$ скольжение резко возрастает и далее начинается буксование. КПД зависит от величины φ и достигает максимума при $\varphi = \varphi_к$. Обычно $\varphi_к \leqslant \leqslant 0{,}45 \div 0{,}6$.

РЕМИЗНЫЙ М. (текст.) – устр. для возвратно-поступательного перемещения ремизок ткацкого станка.

Ремизка *9* приводится от кулачка *1* (сх. *а*) через последовательно соединенные двухкоромысловый м. (звенья *2*, *3*, *4*), тягу *5* и м., состоящий из звеньев *6*, *7*, *8*, *10*. Звенья *6* ползунных м. связаны между собой звеном *10*, образуя параллельное соединение м. Благодаря такому соединению ремизка *9* при одновременном перемещении ползунов *8* совершает поступательное движение.

В сх. *б* ползуном является сама ремизка *9*. Она приводится через шатуны *7* от звеньев *6* и *11*, соединенных между собой тягой *12*. В этой сх. звено *6* приводится от кулачка *1* через двухкоромысловый м. (звенья *2*, *5*, *6*).

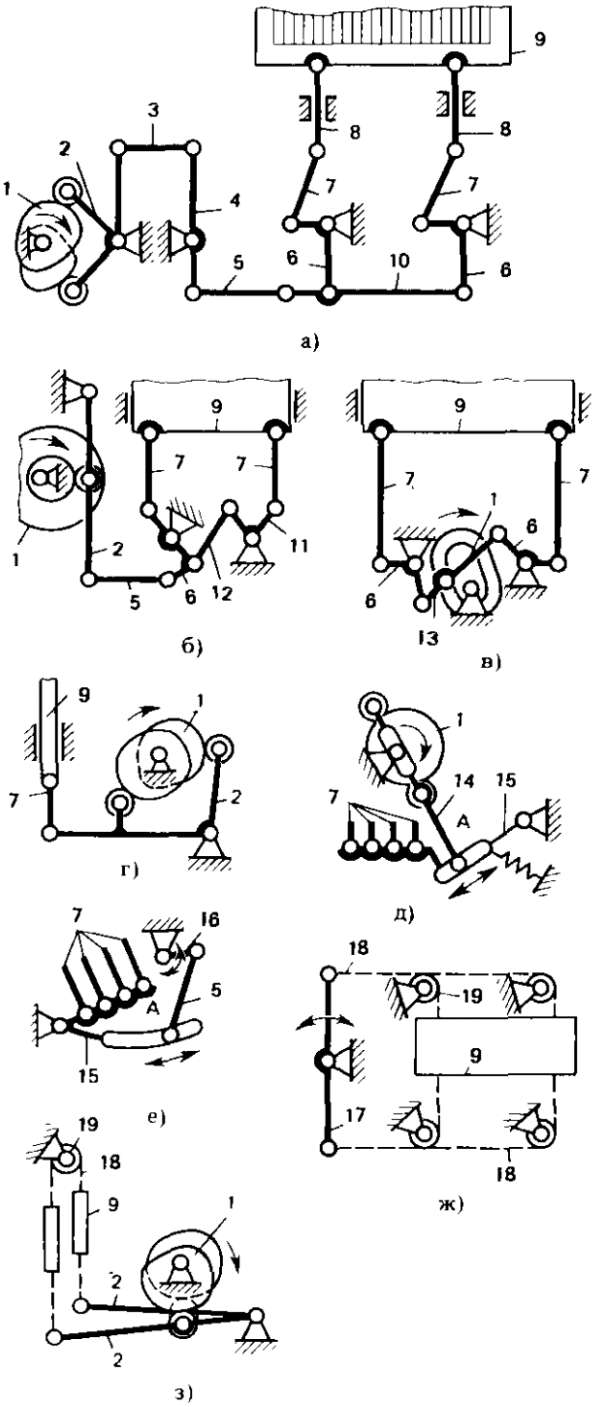
В сх. *в* звенья *6* соединены звеном *13*, непосредственно приводимым от кулачка *1*.

В сх. *г*, *д* и *е* привод осуществляется от м., расположенных в плоскости, перпендикулярной плоскости ремизок. В сх. *г* от кулачка движение передается через коромысловo-ползунный м. (звенья *2*, *7*, *9*).

В сх. *д* от кулачка *1* через кулисно-коромысловый м. (звенья *14*, *15*) и шатуны *7* движение передается ремизке. Ход ремизки меняют, регулируя положение т. *A*. Особенность кулисно-коромыслового м. – совмещение двух кинематических пар: стойка – кулиса, кулиса – ползун в одной высшей паре, цилиндр на стойке и направляющая ползуна *14*.

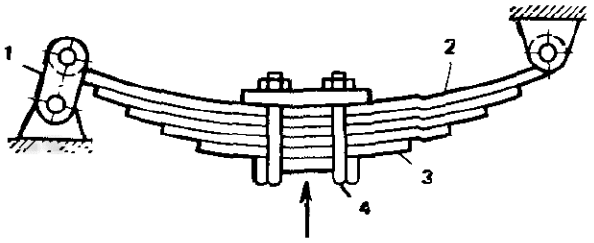
В сх. *а* – *д* привод осуществлен от кулачковых м. с различными исполнениями кинематического замыкания.

В сх. *е* использован кривошипно-коромысловый м. (звенья *16*, *5*, *15*) с регулируемым положением шарнира *A* на криволинейной направляющей коромысла *15*.



В сх. *ж* и *з* привод ремизок осуществлен через гибкие связи *18*, перекинутые через блоки *19*. В сх. *ж* ведущее звено *17* совершает колебательное движение. В сх. *з* от кулачка *1* через коромысла *2* приводятся обе ремизки *9*, соединенные между собой гибкой связью *18*.

РЕССОРА ЛИСТОВАЯ (РЕССОРА) (франц. ressort, букв. – упругость, от старофранц. ressortir – отскакивать) – упругое звено, составленное из листов разной длины и по форме близкое к телу равного сопротивления.



Трение между листами Р. обеспечивает демпфирование колебаний. Р. применяют в основном для упругой подвески транспортных средств, смягчения ударов и восприятия рабочей нагрузки в пределах упругой деформации. Короткие листы *3* рессоры изготовляют с большей начальной кривизной, чем длинные *2*, что обеспечивает плотный контакт между листами и некоторую разгрузку длинных листов, поломка которых более опасна, чем коротких.

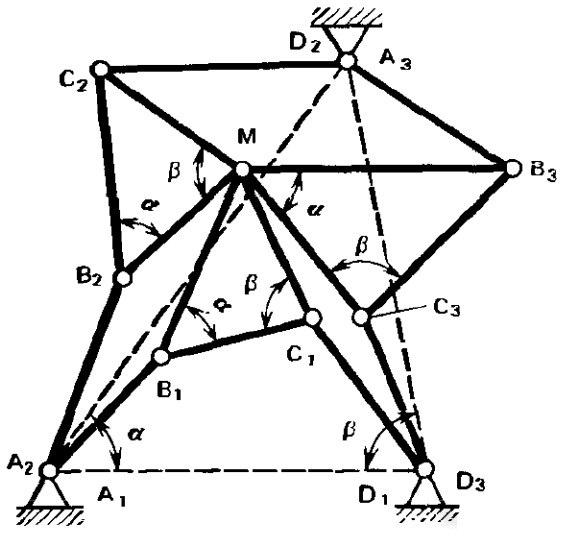
При деформации в направлении приложения силы к подушке *4* длина рессоры увеличивается. Для компенсации удлинения рессоры вводят звено *1*.

РОБЕРТСА ТЕОРЕМА – положение теории плоских шарнирных м., заключающееся в следующем: одна и та же шатунная кривая шарнирного четырехзвенника может быть воспроизведена в общем случае тремя различными шарнирными четырехзвенниками. Это положение установлено англ. математиком С. Робертсом (S. Roberts, 1827–1913).

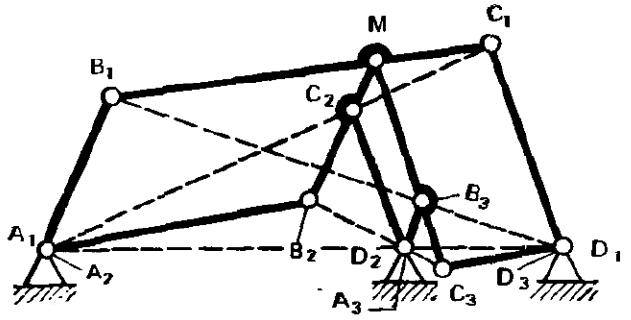
На сх. *а* расположены три шарнирных четырехзвенника $A_1B_1C_1D_1$, $A_2B_2C_2D_2$ и $A_3B_3C_3D_3$. На их шатунах построены подобные сходственно расположенные треугольники B_1C_1M, B_2C_2M и B_3C_3M (углы в треугольниках обозначены α, β, γ) так, что все они имеют вершину в одной т. M, которая описывает общую для всех приведенных м. шатунную кривую.

Построение такого решения может быть осуществлено следующим образом. К шарнирному четырехзвеннику $A_1B_1C_1D_1$ с треугольником B_1C_1M присоединяют две структурные группы, которые образуют параллелограммы $A_1B_1MB_2$, $D_1C_1MC_3$. Затем на сторонах B_2M и MC_3 строят треугольники, подобные треугольнику B_1C_1M.

С учетом свойства полученных таким образом двух пантографов Сильвестра т. т. C_2 и B_3 будут двигаться по дугам окружностей с неподвижным центром, потому что т. т. B_1 и C_1 движутся по дугам окружностей, а траектории т. т. C_2 и B_3 подобны траекториям т. т. B_1 и C_1. Центр этой окружности определяется также из свойства пантографов, заключающегося в том, что $\triangle A_2D_2D_3 \sim \triangle B_1C_1M$. В этой т. устанавливают



а)



б)

шарнирную опору D_2 и соединяют ее с т. т. C_2 и B_3 звеньями. В данном случае они параллельны звеньям MB_3 и C_2M. Образован третий пантограф, который в совокупности с любым из двух других позволяет провести аналогичное построение одного из них. Построение равноценно, если за исходный м. принять любой из полученных шарнирных четырехзвенников.

В частном случае на сх. *б* каждый из пантографов имеет т. опоры и т., воспроизводящие подобные кривые на прямой линии (линии $A_1C_2C_1$, $B_1B_3D_1$ и $C_3D_2B_2$). На общей прямой лежат центры неподвижных опор A_1, D_2, D_1.

Общая т. M лежит на линии, соединяющей центры шарниров каждого из шатунов.

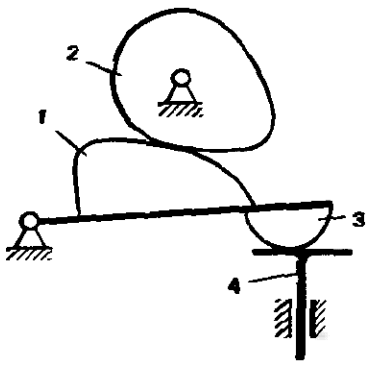
Р. имеет значение для выбора оптимального м., воспроизводящего заданную шатунную кривую, из числа возможных м.

РОБОТ (чеш. robot, от robota — барщина, подневольный труд, rob — раб; слово придумано чешским писателем К. Чапеком и значило у него «искусный в работе человек») — машина с антропоморфным (человекоподобным) поведением, которая частично или полностью выполняет функции человека при взаимодействии с окружающим миром.

Наиболее распространенный из Р.— промышленный робот, представляющий собой автоматическую машину (стационарную или передвижную), состоящую из исполнительного устр. в виде манипулятора и перепрограммируемого устр. программного управления для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций.

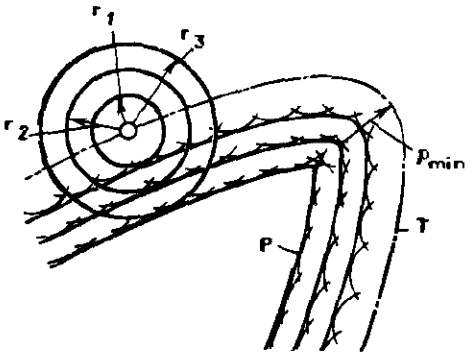
Р. используют в условиях, недоступных или вредных для человека, а также для выполнения тяжелых технологических операций.

РОКЕР (анг. rocker — коромысло) — коромысло кулачкового м. с криволинейным рабочим профилем.



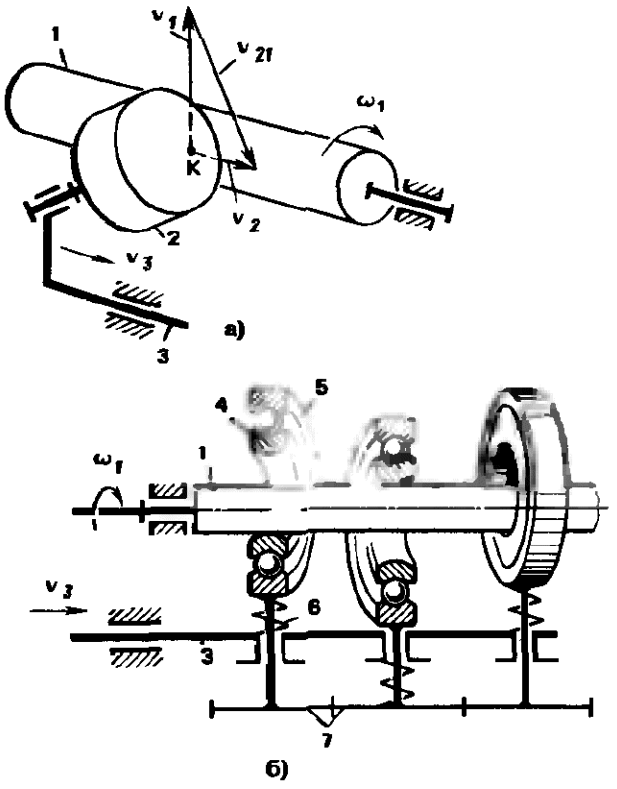
В газораспределительном м. кулачок *2* взаимодействует с Р. *1*, а тот приводит в движение толкатель клапана *4* через выступ *3*.

РОЛИК В КУЛАЧКОВОМ М.— ролик, устанавливаемый на конце толкателя или коромысла для уменьшения трения между толкателем или коромыслом и кулачком.



Чем больше радиус Р., тем меньше момент трения. Радиус ролика выбирают таким, чтобы было возможно встраивать подшипник в ролик. Увеличение радиуса может привести к искажению воспроизводимой траектории центра ролика в обращенном движении по сравнению с теоретическим профилем кулачка T (см. сх. и сравни T с кривой P, соответствующей радиусу ролика r_3). Если радиус ролика равен r_2, то в месте скругления профиля образуется острая кромка. Последующее увеличение ролика приводит к отклонению профиля кулачка от заданного. Поэтому принимают обычно $r_1 < r_2$, а $r_2 = \rho_{min}$ (наименьший радиус кривизны теоретического профиля). При малом ρ_{min} увеличивают наименьший (начальный) радиус кулачка.

РОЛИКО-ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА — м. для преобразования вращательного движения в поступательное путем



фрикционного взаимодействия поверхностей вращения с непараллельными осями.

Ролик *2* (сх. *а*) контактирует с валом *1*. Ось ролика расположена в ползуне *3*. Оси ролика и вала перекрещиваются. При вращении вала с угловой скоростью ω_1 ролик вследствие сил трения также вращается. Если ползун *3* закреплен неподвижно, то, кроме перекатывания ролика *2*, его т. контакта *K* будет скользить вдоль вала. Если ползун освободить, то он начнет перемещаться вдоль вала.

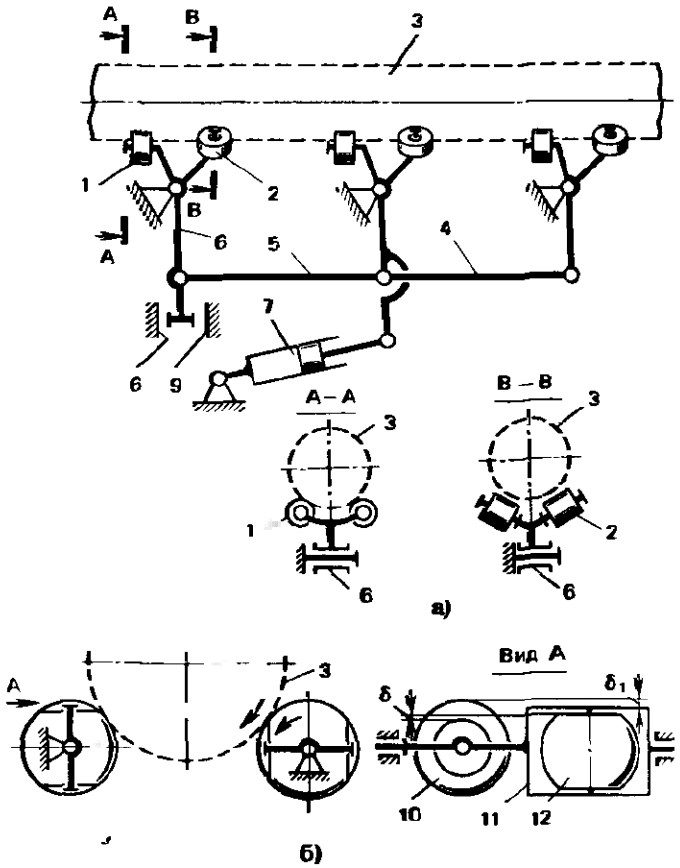
Без учета проскальзывания скорость ползуна $\bar{v}_3$ равна $\bar{v}_2$ – составляющей скорости т. *K* ролика вдоль оси вала, причем $\bar{v}_2 = \bar{v}_1 + \bar{v}_{21}$, где $\bar{v}_1$ – окружная скорость т. вала; $\bar{v}_{21}$ – окружная скорость т. *K* ролика. Из плана скоростей видно, что чем больше наклон оси ролика, тем больше v_2.

На сх. *а* – Р. внешнего контакта ролика и вала, а на сх. *б* – Р. внутреннего контакта звеньев. В качестве роликов *4* использованы внутренние кольца шарикоподшипников. Наружные кольца *5* поджаты пружинами *6* и могут быть повернуты относительно ползуна *3*. Для синхронного поворота колец служит зубчатая передача *7*.

РОЛИКОВЫХ ОПОР М. – устр., обеспечивающее возможность перемещения и вращения цилиндрических деталей на роликовых опорах.

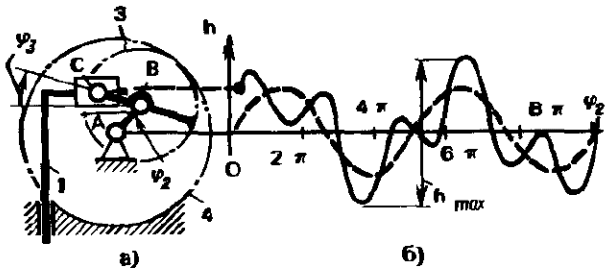
На рычаге *6* (сх. *а*) установлены ролики *1*, обеспечивающие вращательное движение цилиндрической детали *3*, например трубы, и ролики *2*, обеспечивающие ее осевое движение. Таких опор несколько вдоль оси детали. Рычаги, на которых установлены ролики, связаны тягами *4*, *5*, благодаря чему они могут синхронно поворачиваться с помощью гидроцилиндра *7*. При повороте рычага *6* до левого упора *8* ролики *2* опускаются, а ролики *1* поднимаются. При повороте рычага *6* до правого упора *9* ролики *2* поднимаются, а ролики *1* опускаются. Деталь *3* при этом лежит на поднятых роликах, которые и обеспечивают возможность его вращения или осевого перемещения.

В сх. *б* ролики *10* и *12* в виде усеченных шаров установлены во вращающейся рамке *11* так, что оси роликов перекрещиваются под прямым углом. При вращении детали *3* вращается рамка *11* вокруг своей оси, перпендикулярной осям роликов. При осевом



перемещении детали *3* вращаются ролики *10* или *12*. Перекрытие профилей роликов δ предусмотрено для непрерывного перекатывания детали с одного ролика на другой. Зазор δ_1 предусмотрен для того, чтобы деталь не касалась рамки.

РОПЕРА М. – зубчато-рычажный м. для преобразования вращательного движения в поступательное и получения при этом одного полного хода ползуна за несколько оборотов кривошипа.



Кривошип *2* (сх. *а*) совершает вращательное движение. Он выполняет роль водила в планетарном зубчатом м., содержащем сателлит *3* и неподвижное центральное колесо *4*. Сателлит *3*, обкатываясь по колесу *4*, вращается медленнее кривошипа *2*. Через кинематическую пару *C* движение от сателлита *3* передается ползуну *1*.

Т. *C* движется по укороченной гипоциклоиде. Ход ползуна *1* равен проекции траектории т. *C* на его направляющую. При этом за каждый оборот кривошипа *2* ползун совершает возвратно-поступательное движение, параметры которого изменяются по мере поворота сателлита. Движение ползуна характеризуется зависимостью

$$h = AB \sin \varphi_2 + BC \sin \varphi_3,$$

где *AB*, *BC* – длины звеньев; φ_2 и φ_3 – углы поворота соответственно звеньев *2* и *3* в направлениях, показанных на сх.

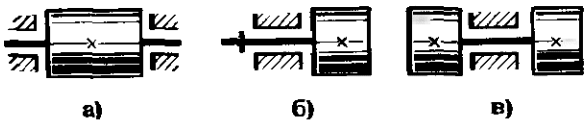
При этом $\varphi_3 = \frac{\varphi_2}{i_{2-3}}$, где i_{2-3} – передаточное отношение планетарного м.

Передаточное отношение определяется с помощью метода обращения движения, согласно которому $\frac{\varphi_3 - \varphi_2}{\varphi_4 - \varphi_2} = \frac{z_4}{z_3}$, где $\varphi_4 = 0$; z_3 и z_4 – числа зубьев соответственно колес *3* и *4*.

Следовательно, $i_{2-3} = \frac{\varphi_2}{\varphi_3} = \frac{z_3}{z_3 - z_4}$. Полный цикл движения совершается за один оборот сателлита, если i_{2-3} – целое число. Если i_{2-3} – не целое число, то полный цикл совершается за такое минимальное число оборотов кривошипа *2*, за которое сателлит совершает целое число оборотов. Ход ползуна при этом равен h_{max}. Наибольший ход ползуна, равный $2(AB + BC)$, может быть получен при $i_{2-3} = 2^n$, где n – целое число и при исходном расположении *AB* и *BC* на одной прямой.

Ползун *1* (сх. *б*) совершает двухчастотные синусоидальные колебания. Амплитуда колебаний низкой частоты равна *2CB*, амплитуда колебаний высокой частоты равна *2AB*.

РОТОР – тело, которое при вращении удерживается своими несущими поверхностями в опорах. Несущие поверхности – поверхности цапф, а в качестве опор используются различного вида подшипники.

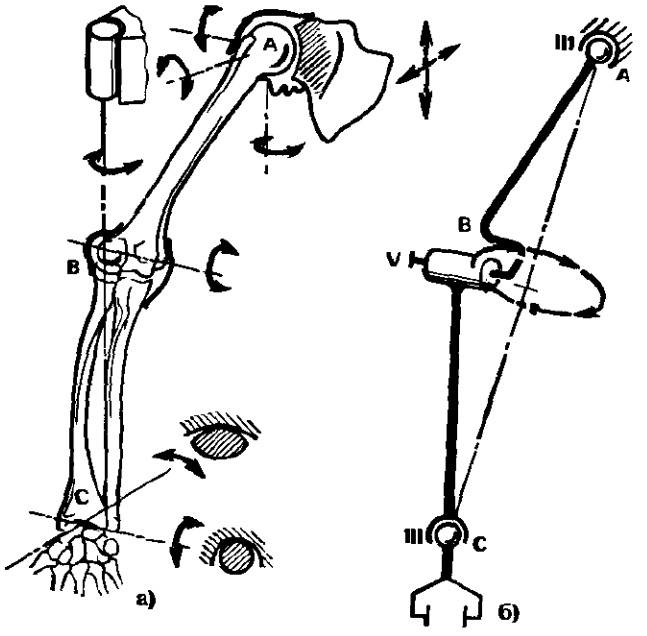


Р. может быть *n*-опорным – иметь *n* опор, межопорным (сх. *а*), расположенным между опорами, а также консольным (сх. *б*) или двухконсольным (сх. *в*) – в зависимости от расположения большей части массы за одной или обеими крайними опорами. Р., у которого при вращении меняется относительное расположение масс, наз. Р. с изменяющейся геометрией. Это, в частности, относится к Р., имеющим хотя бы один гибкий или упруго закрепленный элемент.

РОТОРНАЯ ЛИНИЯ – совокупность нескольких технологических и транспортных роторов, расположенных в общей станине в соответствии с технологической последовательностью и связанных при-

водом, осуществляющим их синхронное вращение. Р. служит для автоматического выполнения основных и вспомогательных переходов. В автоматической Р. транспортные роторы могут отсутствовать.

РУКИ ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ М.– искусственно созданное устр., воспроизводящее основные движения руки человека.



Рука человека – один из совершенных м., созданных природой. Ее структура положена в основу искусственно создаваемых м., в частности манипуляторов. Она обладает большим числом степеней свободы. Около 20 степеней свободы имеют элементы кисти. Если же кисть рассматривать как одно звено (сх. *а*), то рука имеет девять степеней свободы, из которых две характеризуются малыми перемещениями (штриховые стрелки).

Чтобы захватить предмет любой конфигурации, используют степени свободы элементов кисти. Для перемещения предмета в любую т. пространства и ориентировки его используют степени свободы руки в целом. Для захвата предмета можно обойтись одной степенью свободы, а для перемещения необходимо иметь шесть степеней свободы. Р. представлен по аналогии с рукой без учета ограниченных движений и движений элементов кисти. Кисть в данном случае рассматривается как одно звено и наз. захватным устр. (звено *3* на сх. *б*). Плечевой сустав *A* представляет собой трехподвижную кинематическую пару (III класса), локтевой сустав *B* – одноподвижную пару (V класса) и лучезапястный сустав *C* – трехподвижную пару (III класса).

На сх. *а* показаны сечения эквивалентных кинематических пар лучезапястного и локтевого суставов.

Число степеней свободы Р. (сх. *б*)

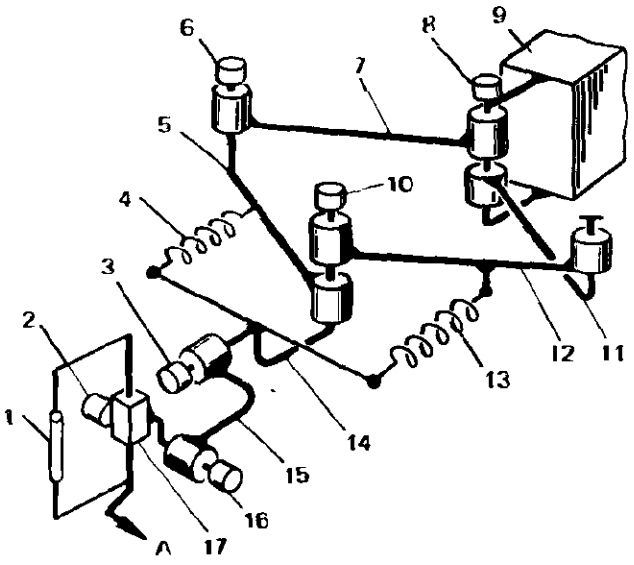
$$w = 6n - 5p_V - 4p_{IV} - 3p_{III} - 2p_{II} - p_I,$$

где n – число подвижных звеньев; p_V, p_{IV}, ..., p_I – число кинематических пар соответственно V, ..., I классов. При $n = 3$, $p_V = 1$ и $p_{III} = 2$

$$w = 6 \cdot 3 - 5 - 2 \cdot 3 = 7.$$

Для сх. *б* одна степень свободы лишняя – это возможное вращательное движение звеньев *1* и *2* вокруг оси *AC*. Лишняя степень свободы не влияет на возможные положения захватного устр. *3* в пространстве, она определяет лишь многообразие вариантов движения звеньев *1* и *2* для получения определенного положения звена *3*. Это многообразие характеризует маневренность системы.

РУКОЯТКА ОБУЧЕНИЯ РОБОТА – м., подобный исполнительному м. робота, устанавливаемый на выходное звено исполнительного м. и обеспечивающий задание программы перемещения звеньев исполнительного м. для получения заданной траектории движения т. выходного звена.

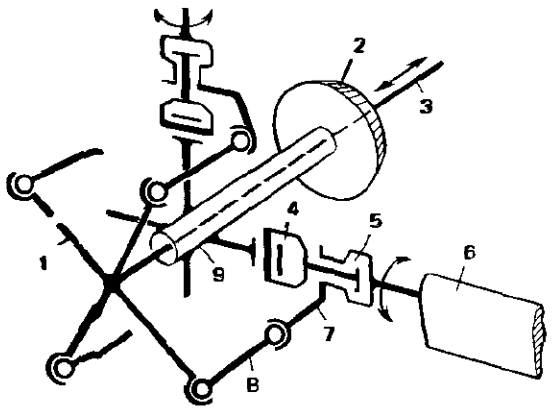


К выходному звену *9* исполнительного м. робота присоединена Р. в виде м. с шестью степенями свободы. Звенья *7*, *5*, *12* и *11* образуют параллелограмм, к которому шарнирно присоединена незамкнутая кинематическая цепь (звенья *14*, *15*, *17* и *1*) с двумя вращательными и одной поступательной парами. Звено *14* соединено со звеньями *5* и *12* пружинами *4* и *13* соответственно. В шарнирах и поступательной паре установлены датчики *2*, *16*, *3*, *10*, *6* и *8* относительного перемещения звеньев.

В процессе «обучения» робота оператор перемещает рукоятку *1* так, что т. *A* движется по заданной траектории. При этом задается шаговое перемещение с интервалами. От датчиков поступают сигналы, которые после обработки задают соответствующие движения приводам исполнительного м. Звено *9* при этом перемещается в положение, при котором все звенья Р. займут начальное относительное положение. Движение приводов исполнительного м. заносится в память системы управления роботом. После этого делается следующий шаг и т. д. до окончания формирования программы движения звеньев исполнительного м.

РУЛЕВОГО ВИНТА М. (авиац.) – устр. для привода и изменения общего шага рулевого винта вертолета.

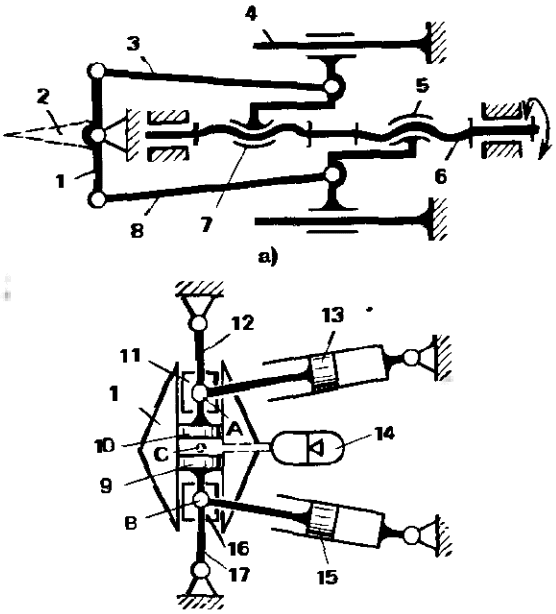
Лопасти *6* присоединены к валу *9* посредством двух шарниров *4* и *5* с пересекающимися осями. На валу *9* установлено колесо *2* конической зубчатой пары, через которую передается вращение.



Управление лопастями – поворот вокруг продольных осей – осуществляют перемещением тяги *3*, соединенной с крестовиной *1*. Движение крестовины через тягу *8* передается рычагу *7*, с которым жестко соединена лопасть *6*. Все лопасти винта (в данном примере их четыре) поворачиваются при этом на одинаковый угол, вследствие чего меняется общий шаг винта.

Чтобы крестовина *1* вращалась вместе с валом *9*, между валом и тягой *3* выполнено шлицевое соединение, допускающее только продольное относительное перемещение соединенных звеньев.

РУЛЕВОГО ПРИВОДА М. – устр. для поворота руля судна.



Руль *2* (сх. *а*) установлен на рычаге *1*, шарнирно соединенном с корпусом судна. Рычаг *1* тягами *3* и *8* соединен соответственно с гайками *7* и *5*. Гайки перемещаются вдоль направляющих *4* посредством винта *6*. Винт имеет участки с правой и левой резьбой, соответствующие резьбе гаек *7* и *5*. При вращении винта гайки сближаются или отдаляются по отношению друг к другу. Движение гаек через тяги *3* и *8* преобразуются в поворот рычага *1* и руля *2*.

Румпель *1* в сх. *б* приводится в движение вокруг центра опоры *C* двумя гидроцилиндрами *13* и *15*. Шток гидроцилиндра *13* шарнирно связан с коромыслом *12*. В результате образован кулисно-коромысловый м. Такой же м., образованный гидроцилиндром *15* и ко-

ромыслом *17*, расположен симметрично относительно звена *1*.

В т. *A* и *B* шарнирно соединены с данными м. ползуны *11* и *16*. Пара сил со стороны гидроцилиндров на стенки направляющей ползунов *11* и *16* заставляет поворачиваться звено *1*.

В т. *A* и *B* шарнирно присоединены также поршни *10* и *9*, которые образуют замкнутую полость в звене *1*, связанную с гидроаккумулятором *14*. Благодаря такому исполнению обеспечивается дополнительное усилие от гидроаккумулятора при повороте звена *1*. При его возвращении в положение, данное на сх., поршни *9* и *10* сближаются и накапливается энергия в гидроаккумуляторе, которая возвращается при повороте.

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ (автотракт.) — устр. для изменения направления движения машины.

Колесо *1* (сх. *а*) установлено на поворотной цапфе *2*, шарнирно соединенной через рычаг подвески *3* с рамой автомобиля. Поворотная цапфа *2* соединена тягой *5* с рычагом *4*. Поворот рычага *4* приводит к повороту цапф *2*.

В сх. *б* тяги *5* соединены с перемещаемым поступательно поперек движения машины звеном *6*. Звено *6* соединено с рамой машины с помощью двух параллельных коромысел, одно из которых *7* является управляемым. Его поворот приводит к смещению звена *6* в сторону и, следовательно, к повороту цапф *2*.

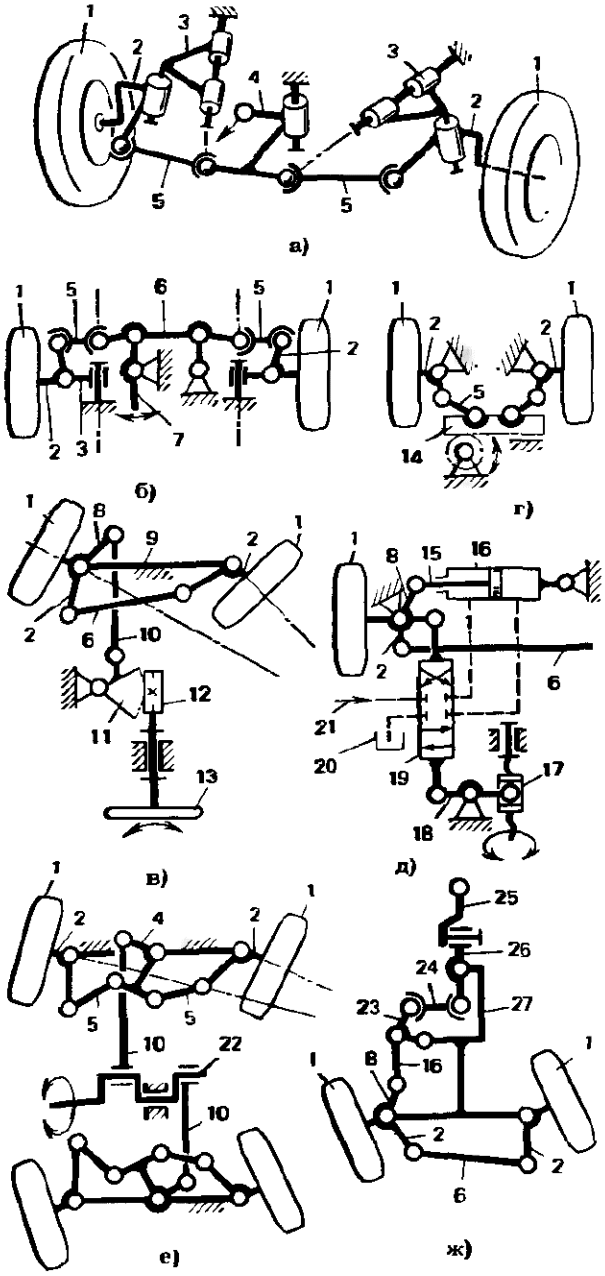
В сх. *в* Р. выполнено в виде трапеции, составленной из поворотных цапф *2*, поперечной рулевой тяги *6* и рамы машины *9*. Одна из цапф жестко соединена с рычагом *8*, который шарнирно соединен с продольной рулевой тягой *10*. Движение продольной рулевой тяге *10* сообщается от рулевого колеса *13* через червяк *12* и червячный сектор *11*.

С помощью Р. одно из колес поворачивается на больший угол, чем другое колесо. Это обязательное условие качения обоих колес без скольжения при повороте.

В сх. *г* рулевое колесо приводит в движение зубчатую рейку *14*, соединенную шарнирно с тягами *5*, и, следовательно, поворотные цапфы *2*.

В сх. *д* рычаг *15*, жестко связанный с поворотной цапфой *8* (см. сх. *в*), приводится от штока *15* гидроцилиндра *16*. Жидкость в гидроцилиндр подается по каналу *21* через гидрораспределитель *19* и отводится в емкость *20* также через гидрораспределитель. Гидрораспределитель *19* перемещается с помощью рычага *18*, приводимого в движение посредством винтового м. *17* при повороте рулевого колеса.

Корпус распределителя *19* шарнирно соединен с поворотной цапфой, благодаря чему осуществляется обратная связь в системе.



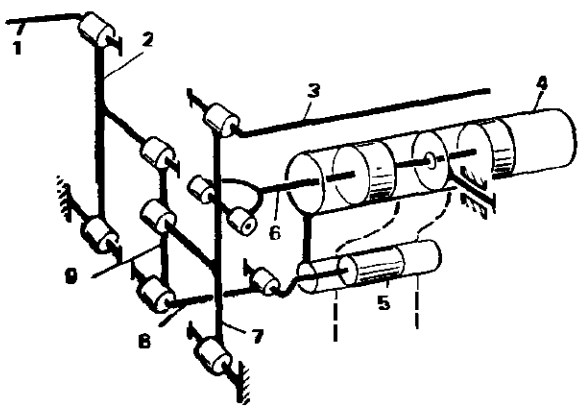
В сх. *е* от рулевого колеса движение передается на коромысло *22*, от которого приводятся продольные рулевые тяги *10* передних и задних колес. Оси всех четырех колес при этом пересекаются в одной точке.

В сх. *ж* дышло *25* присоединено к машине и кинематически связано с поворотными цапфами *2* прицепа. Все элементы Р. шарнирно соединены с рамой прицепа *27*. Рычаг *26* поворачивается в горизонтальной плоскости при повороте машины и действии на дышло боковых составляющих сил. Далее движение передается через тягу *24*, рычаг *23* и продольную тягу *16* рычагу *8* и, следовательно, звеньям рулевой трапеции *2* и *6*.

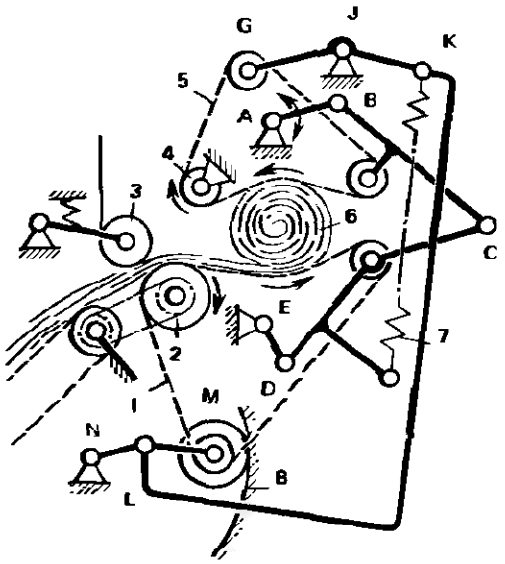
РУЛЕВОЙ ПРИВОД (авиац.) – устр. для передачи движения управляемому объекту с усилением сигнала управления.

Входное звено *1* соединено с ручкой управления, выходное звено *3* – с управляемым объектом. Движение звена *1* передается рычагу *2* и через дифференциальный рычаг *9* и тягу *8* на шток гидрораспределителя *5*. Перемещение штока гидрораспределителя приводит к подаче жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра *4*. При этом шток *6* воздействует на рычаг *7* и перемещает выходное звено. Одновременно осуществляется обратная связь: дифференциальный рычаг *9* поворачивается под действием рычага *7* и перемещает шток гидрораспределителя, перекрывая подачу жидкости.

Р. обеспечивает перемещение входного и выходного звеньев в одну сторону с запаздыванием, обусловленным срабатыванием гидропривода. Усилия со стороны управляемого объекта не передаются на входное звено, а воспринимаются жидкостью в гидроцилиндре *4*.



РУЛОННОГО ПРЕССОВАНИЯ М. (с. х.) – устр. для формирования плотного слоя сена и сматывания его в рулон.



Слой сена формируется роликами *3* и *2*, поджимаемыми один к другому. Он увлекается лентой *1* и с помощью лент *5* и *1* сматывается в рулон *6*. Привод ленты *1* осуществляется от ролика *2*, лента *5* приводится роликом *4*. Две замкнутые ленты *1* и *5* все время находятся в натянутом состоянии. Натяжение поддерживается постоянным при изменении диаметра рулона. Достигается это использованием пятизвенного шарнирного м. *ABCDE* и м. *GJKLNM*, связанных между собой пружиной *7*. В основе м. *GJKLNM* лежит двухкоромысловый четырехзвенный м. *JKLN*, к которому присоединены рычаг *GJ* и звено *LM* с роликом, опирающимся на криволинейную направляющую.

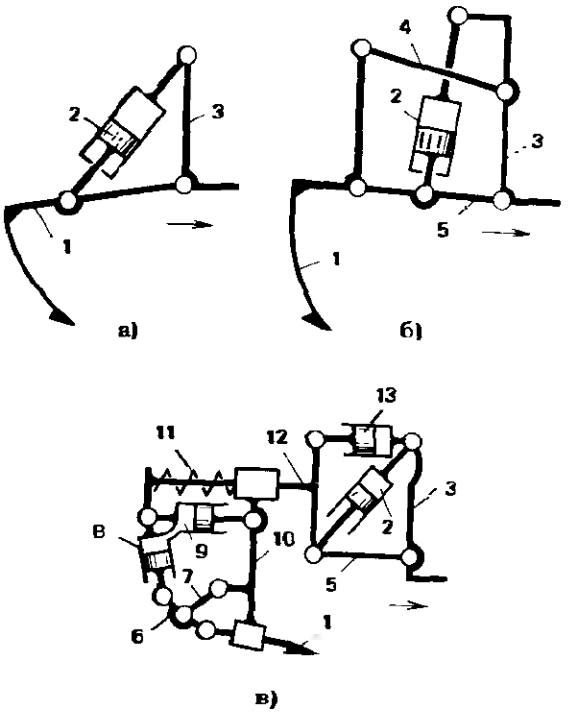
Движение звеньев пятизвенного м. может быть определенным при заданном движении звена *AB*. Поворотом звена *AB* можно ослабить натяжение ленты *5* и удалить готовый рулон. Ослабить натяжение ленты *1* можно, переместив, например, направляющую *8*.

РЫХЛИТЕЛЬ (землер.) – рабочее оборудование для рыхления мерзлого грунта, выполненное в виде зуба, соединенного шарнирно или посредством специального м. с рамой тягача.

На сх. *а* зуб *1* шарнирно соединен с рамой *3*. Зуб поднимается и опускается при внедрении в грунт гидроцилиндром *2*.

На сх. *б* зуб *1* жестко соединен с шатуном двухкоромыслового м. (коромысла *4* и *5*). Такая подвеска обеспечивает определенное ориентирование граней зуба в пространстве, практически не зависимое от слоя разрыхляемого грунта. Поднимается и опускается зуб гидроцилиндром *2*, связанным с одним из коромысел.

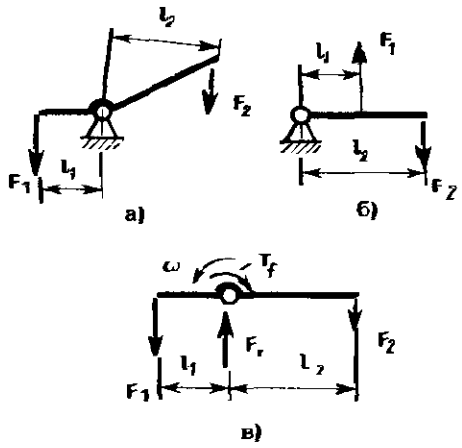
На сх. *в* звено *12*, на котором смонтирован зуб рыхлителя *1*, соединено с рамой семизвенным рычажным м. с двумя степенями свободы. Его перемещение осуществляется двумя гидроцилиндрами *2* и *13*.



На звене *12* установлен ползун *10* с зубом *1*. При динамических нагрузках на рыхлитель ползун *10* перемещается влево (см. сх.). При этом сжимается пружина *11*, а часть энергии передается через рабочую жидкость гидроцилиндра *9* в гидроцилиндр *8*. Гидроцилиндр *8* воздействует через коромыслово-ползунный м. (звенья *6*, *7*, *1* и *10*) на зуб *1*, сообщая ему дополнительное перемещение вправо. Тем самым гашение динамических воздействий на Р. сопровождается дополнительным разрушением грунта зубом *1*.

РЫЧАГ – стержень с опорой вращения.

Различают Р. первого рода – двуплечий рычаг (сх. *а*) и Р. второго рода – одноплечий рычаг (сх. *б*). Соотношение сил F_1 и F_2 определяется из условия равновесия рычага: а) без учета трения $F_1 l_1 = F_2 l_2$; б) с учетом трения $F_1 l_1 = F_2 l_2 + T_f$ при направлении вращения,



показанном стрелкой ω на сх. *в*. Здесь T_f – момент трения, обычно пропорциональный реакции F_r; $F_r = F_1 + F_2$ для сх. *а* и $F_r = F_1 - F_2$ для сх. *б*. При изменении направления вращения Р. и наличии трения соотношение F_1 и F_2 меняется.

РЫЧАЖНО-ЗУБЧАТЫЙ М. – см. *Зубчато-рычажный м.*

РЫЧАЖНО-КУЛАЧКОВЫЙ М. – см. *Кулачково-рычажный м.*

РЫЧАЖНЫЙ М. – м., звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары. Примерами Р. являются кривошипно-ползунный м., кулисный м. и др.

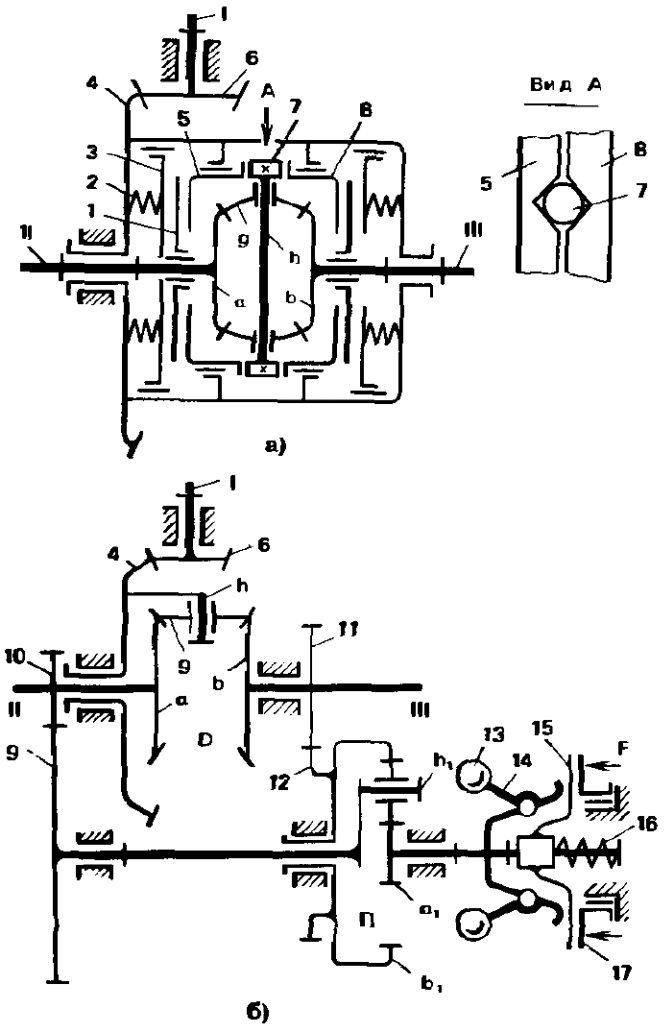
С

САМОБЛОКИРУЮЩИЙСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ М. – м., обеспечивающий движение звеньев с различными скоростями при сохранении соотношения сил, действующих на эти звенья, и движение с одинаковыми скоростями при изменении соотношения сил.

С. применяют в транспортных машинах для исключения буксования одного из колес. С этой целью используют также дифференциальный м. с повышенным трением внутри него [см. *Дифференциальный м.* (*дифференциал*)], а также м. с принудительным соединением звеньев.

В С. блокировка (соединение звеньев) осуществляется автоматически. Причем либо соединяются с помощью фрикционных муфт выходные звенья с входным звеном (сх. *а*), либо между выходными звеньями вводится дополнительная передача с передаточным отношением $i = 1$ (сх. *б*).

В сх. *а* движение от входного звена — вала *I* через зубчатую передачу *6—4* передается звеньям 5 и *8*, которые, воздействуя на кулачок *7*, сообщают движение водилу *h*, центральным колесам *a* и *b* и соответственно выходным звеньям *II* и *III*. Если одно из колес — выходных звеньев начинает отставать от другого, то соединенное с ним центральное колесо *a* или *b* дополнительно воздействует на сателлит, а через него на другое центральное колесо и водило *h*. При одинаковом сопротивлении вращению выходных звеньев происходит их относительный проворот (режим поворота машины). Если сопротивление вращению второго выходного звена относительно велико (при пробуксовке первого выходного звена), то происходит относительный поворот водила *h*. Кулачок *7* надавливает на звенья *5*, *8* и раздвигает их. Звенья *5* и *8* воздействуют на диски фрикционных муфт (звено *5*, в частности, прижимает диск *1* к диску *3*, поджатому пружиной *2*). Между звеньями *4* и *II*, *4* и *III* устанавливается фрикционная связь, заставляющая м. вращаться как одно целое.



В сх. *б* движение от входного звена *I* через зубчатую пару *6—4* и водило *h* передается центральным колесам *a* и *b* дифференциального м. *D* и соответственно выходным звеньям *II* и *III*. Между выходными звеньями установлена замыкающая передача, содержащая зубчатую пару *10 — 9*, планетарную передачу *П* и зубчатую пару *12 — 11*. Числа зубьев подобраны таким образом, что при одинаковых угловых скоростях звеньев *II* и *III* центральное колесо a_1 остается неподвижным. В данном случае выполняют условие

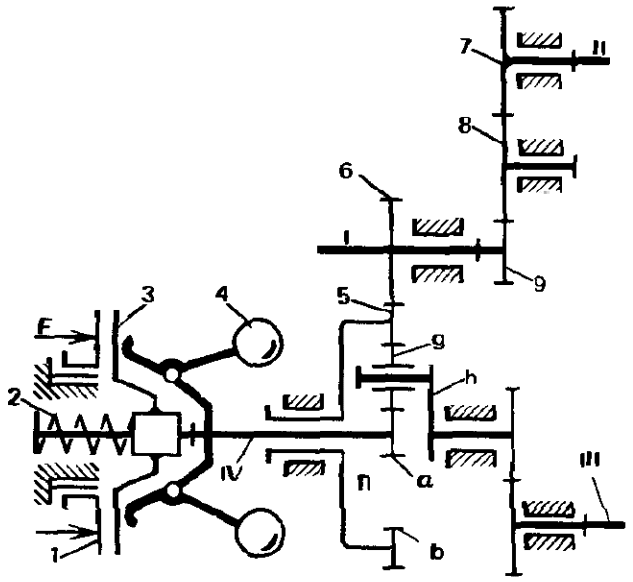
$$\frac{z_9}{z_{10}} \frac{1}{1 + z_{a_1}/z_{b_1}} \frac{z_{11}}{z_{12}} = 1,$$

где z — число зубьев с индексами, соответствующими обозначениям колес на сх.

Колесо a_1 вместе с соединенным с ним центробежным тормозом служит как бы датчиком разности угловых скоростей (см. также *Сравнения угловых скоростей м.*). Как только разность угловых скоростей достигает недопустимой величины, колесо a_1 вращается настолько быстро, что грузы *13* начинают расходиться, а рычаги *14* прижимают фрикционный диск *15* к неподвижному диску *17*, преодолевая при этом сопротивление пружины *16*. Принудительное включе-

ние замыкающей кинематической цепи осуществляют перемещением диска *17* в направлении стрелки *F*.

САМОВКЛЮЧЕНИЯ ДВИЖИТЕЛЯ М. – устр., обеспечивающее автоматическое соединение дополнительного движителя транспортного средства при изменении условий взаимодействия основного движителя с грунтом.



На сх. вал *I* связан с двигателем, валы *II* и *III* связаны с основным и дополнительным движителями соответственно. Движение вала *II* передается через зубчатые колеса *9*, *8*, *7*. Вал *III* при обычном режиме вращается от дополнительного движителя в результате его взаимодействия с дорожным полотном.

В случае замедления и остановки вала *III* при вращении вала *II* (пробуксовка основного движителя) в кинематическую цепь включается планетарная зубчатая передача *П*. Ее параметры подобраны таким образом, что в обычном режиме центральное колесо *a* практически неподвижно. Для этого передаточные отношения обеих ветвей от двигателя к валам *II* и *III* при неподвижном колесе *a* должны быть одинаковыми по величине и по знаку при вращении валов *II* и *III* в одну сторону.

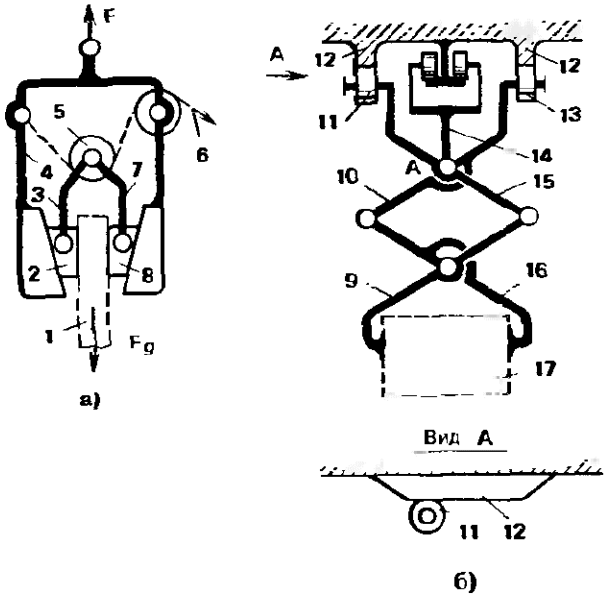
Если останавливается звено *III*, а продолжают вращаться звенья *II* и *I*, то движение передается через зубчатую пару *6*–*5* центральному колесу *b* и далее при неподвижном водиле через сателлит центральному колесу *a*. Колесо *a* начинает быстро вращаться и приводит в движение центробежный тормоз, установленный на валу *IV*. Грузы *4* разойдутся, и рычаги, на которых они расположены, прижмут диск *3* к неподвижному диску *1*, колесо *a* остановится.

При заторможенном звене *a* движение будет передаваться от вала *I* валу *III* через передачу *П* и зубчатую пару.

С. позволяет также осуществить принудительное подключение дополнительного движителя перемещением диска *1* в направлении *F*.

САМОВОЗБУЖДЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ – возбуждение колебаний за счет регулируемого самой системой поглощения порций энергии от внешнего неколебательного ее источника [см. *Автоколебания (самовозбуждающиеся колебания)*].

САМОЗАЖИМНОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – система звеньев, обеспечивающая зажатие захватываемого предмета за счет его веса.



На сх. *а* С. для листового материала. Лист *1* зажимается клиньями *2* и *8*, взаимодействующими с траверсой *4*. При ослабленном канате *6*, перекинутом через блок *5*, и подъеме траверсы *4* в направлении силы *F* клинья *2*, подвешенные на тягах *3* и *7* к блоку *5*, опускаются под действием силы тяжести вниз, а при дальнейшем движении траверсы зажимают лист *1*. Усилие зажатия возрастает до тех пор, пока лист не повиснет

в пространстве. Сила трения полностью воспринимает силу тяжести листа $\bar{F}_g$.

После опускания листа натягивают канат *6*, блок *5* перемещается вверх, клинья поднимаются и освобождают лист.

В сх. *б* траверса *14* перемещается по монорельсу. К траверсе подвешены рычаги *10* и *15*, на концах которых установлены ролики *11*, *13*, перекатывающиеся по копиру *12*. Последний определяет программу раскрытия и закрытия С. Когда ролики *11* и *13* съезжают с выступа копира, рычаги *9* и *16* под действием своего веса опускаются и зажимают груз *17*. Под действием веса груза рычаги сжимают его до тех пор, пока силы трения не окажутся достаточными для удержания груза.

Когда ролики наезжают снова на выступ, рычаги *10* и *15* поворачиваются вокруг т. *А* и поворачивают рычаги *9* и *16*. Последние расходятся в стороны и освобождают груз.

САМОЗАЖИМНОЙ ПАТРОН – устр. для автоматического центрирования и закрепления заготовки.

С. содержит центробежный м., служащий для зажатия заготовки при вращении патрона с определенной угловой скоростью. В корпусе *1* (сх. *а*) установлены шарнирно грузы *4*, жестко соединенные с кулачками *3*, которые зажимают заготовку *5*. При неподвижном корпусе *1* кулачки *3* разжаты под действием пружин *2*. При вращении корпуса *1* грузы *4* расходятся и поворачивают кулачки *3* до соприкосновения с заготовкой и ее зажатия.

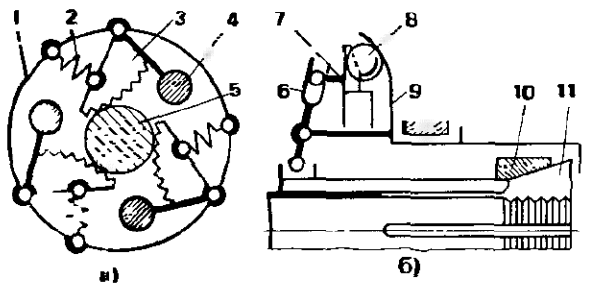
В сх. *б* в качестве грузов использованы шары *8*. При вращении корпуса *9* эти шары перемещаются под действием центробежных сил по криволинейной поверхности корпуса. Шары *8* при этом воздействуют на звено *7* и через кулису *6* смещают в осевом направлении конус *10*, который сжимает упругие элементы цанги *11*.

Звено *7* центрируется благодаря симметричному расположению трех кулис *6*. В плоскости осевого сечения звенья *7*, *6* и *10* относительно звена *9* образуют последовательно соединенные ползунно-кулисный и кулисно-ползунный м.

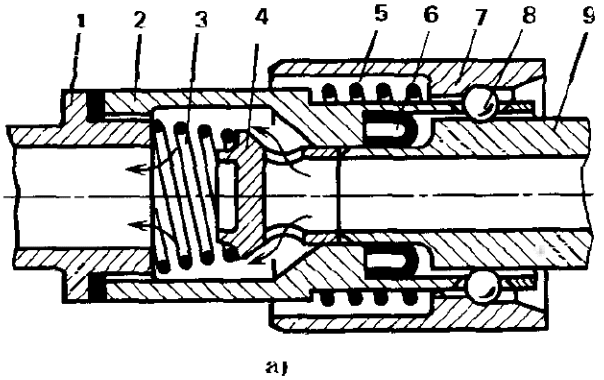
САМОЗАПИРАЮЩЕЕСЯ СОЕДИНЕНИЕ ТРУБ – устр., исключающее вытекание жидкости или проникновение воздуха в трубопроводы системы, заполненной жидкостью при их разъединении.

На сх. *а* С., обеспечивающее самозапирание одного трубопровода, на сх. *б* С., обеспечивающее самозапирание обоих разъединяемых трубопроводов.

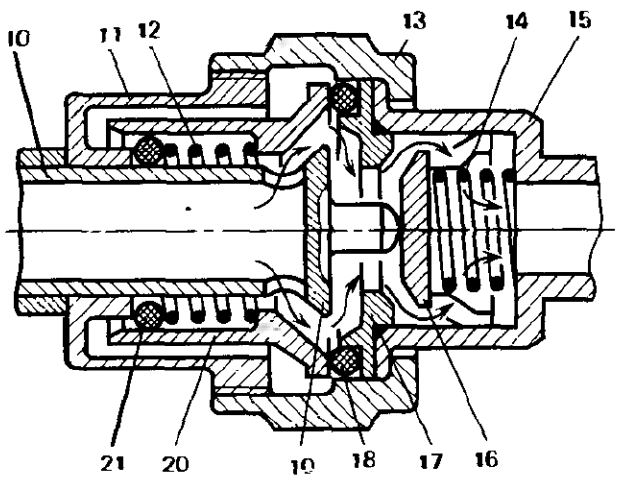
На сх. *а* трубопроводы *1* и *9* соединены между собой. Между ними установлено уплотнение *6*. Для разъединения трубопроводов сдвигают втулку *7* влево, сжимая пружину *5* и освобождая фиксаторы *8*. После этого разводят



а) б)



а)



б)

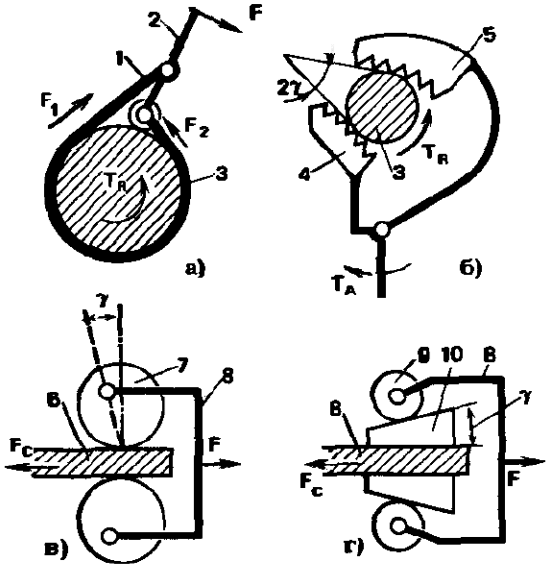
трубопроводы. Клапан *4* под действием пружины *3* плотно прижимается к седлу детали *2*, герметично присоединенной к трубопроводу *1*. Трубопровод *1* при этом оказывается запертым. Для соединения трубопроводов сдвигают втулку *7* влево и устанавливают трубопровод *9* в рабочее положение *2*, затем отпускают втулку.

На сх. *б* для разъединения трубопроводов *10* и *15* вращают гайку *13*, которая свинчивается с детали *11*. После разъединения гайки *13* с деталью *11* трубопроводы разводят. Клапан *20* плотно прижимается к конусу *10* под действием пружины *12*, а клапан *16* прижимается пружиной *14* к седлу детали *17*, герметично присоединенной к трубопроводу *15*. Оба трубопровода оказываются запертыми.

Соединение трубопроводов осуществляют навинчиванием гайки *13* на деталь *11*. При этом контактирующие звенья отодвинут клапаны и откроют каналы для перетока жидкости. Соединения деталей уплотнены с помощью резиновых колец *21* и *18*.

САМОЗАТЯГИВАЮЩИЙСЯ ЗАЖИМ – устр. для захвата деталей, принцип действия которого основан на относительном самоторможении взаимодействующих звеньев.

В сх. *а* лента *1* охватывает цилиндр *3*. Рычагом *2* затягивают ленту на цилиндре. Чем больше сила F, приложенная к рычагу, тем больший момент трения T_R развивается между лентой и цилиндром. Для того чтобы лента не скользила по цилиндру, выполняется условие $\frac{F_1}{F_2} \leqslant e^{f\alpha}$, где F_1/F_2 – отношение усилий в ветвях ленты, обусловленное соотношением плеч рычага *2*; f – коэффициент трения между лентой и цилиндром; α – угол охвата лентой цилиндра.



В сх. *б* губки *4* и *5* зажимают цилиндр *3*. При достаточной силе трения между губками и цилиндром обеспечивается равенство моментов T_R и T_A. Для обеспечения самозатягивания необходимо, чтобы $\gamma < \rho$, где ρ – угол трения между губками и цилиндром.

В сх. *в* эксцентрики *7* зажимают полосу *6*. Эксцентрики приводятся в движение звеном *8*. Если не учитывать момент трения в шарнирах, соединяющих звенья *7* и *8*, то при условии $\gamma < \rho$ обеспечивается самозатягивание звеньев. Под действием силы $\bar{F}$ эксцентрики поворачиваются и зажимают полосу *6* до тех пор, пока сила сцепления эксцентриков с полосой не достигнет силы сопротивления F_C, после чего начинается совместное движение звеньев *8*, *7* и полосы *6*.

В сх. *г* ролики *9*, установленные на звене *8*, сжимают через клинья *10* полосу *6*. Самозатягивание происходит при $\gamma < \rho$, если не учитывать момента трения в шарнирах и силы сопротивления качения роликов.

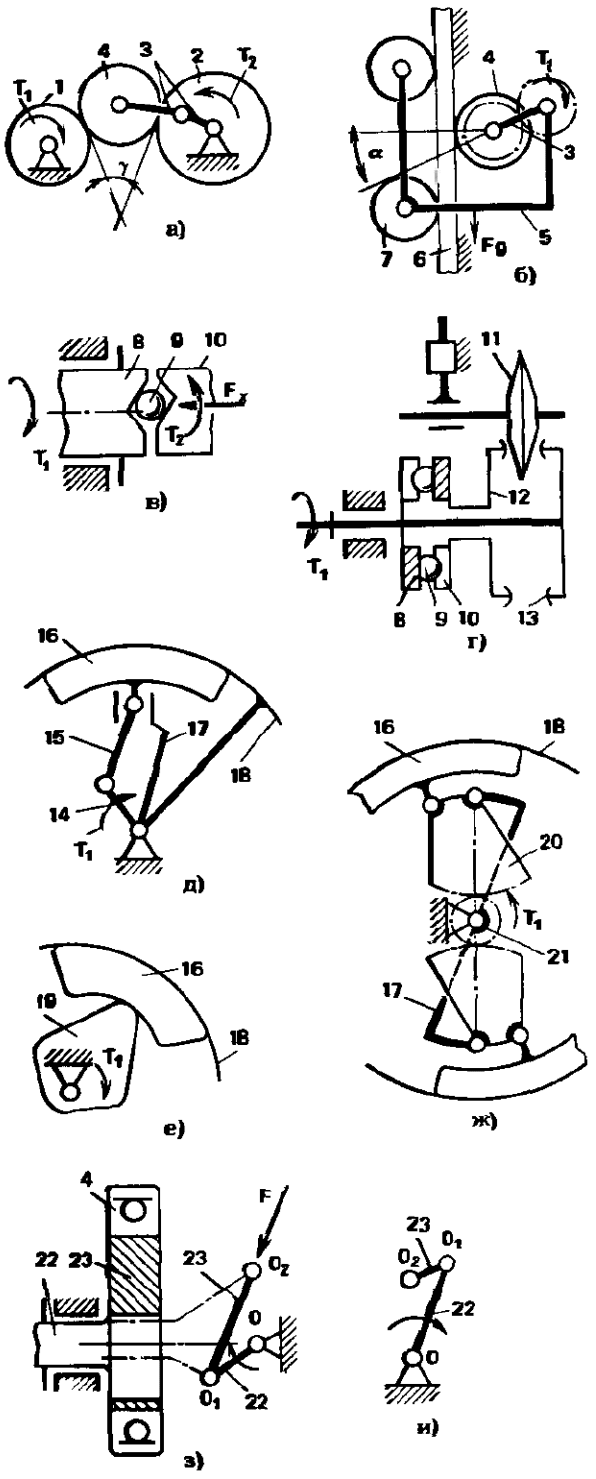
В представленных м. условно не показаны опоры зажимаемых деталей (шарниры на сх. *а*, *б* и поступательные пары на сх. *в*, *г*). На сх. *г* не показаны также элементы, удерживающие и ориентирующие клинья *10* при отсутствии нагрузок.

Все представленные м. могут работать как м. свободного хода. Они обеспечивают холостой ход в одну сторону и совместное перемещение звеньев в другую сторону.

САМОЗАТЯГИВАЮЩИЙСЯ М. – устр., служащее для прижатия взаимодействующих звеньев, степень которого зависит от изменения вращающего мо-

мента на ведущем звене. Этот м. наз. также самонажимным.

На сх. *а* – фрикционная передача с ведущим *1*, ведомым *2* и промежуточным *4* фрикционными колесами. Колесо *4*, подвешенное на звеньях *3*, при направлении вращающих моментов $\bar{T}_1$ и $\bar{T}_2$, показанных на сх., затягивается между колесами *1* и *2*. Чем больше моменты, тем больше сила прижатия звеньев *1* и *4*, *4* и *2*. Для самозатягивания необходимо, чтобы начальный угол $\gamma < 2\rho$, где ρ – угол трения между колесами. Это условие является приближенным, так как не учитывает трения в шарнирах.



На сх. *б* – поступательная фрикционная передача. Тележка *5* перемещается относительно рельса *6*. Рельс зажат между роликами *7* и колесом *4*. Колесо *4* вращается под действием момента $\bar{T}_1$. Чем больше сила тяжести F_g тележки, тем в большей мере расклинивается звено *3* и прижимается колесо *4* к рельсу *6*. Момент T_1 находится в прямой зависимости от нагрузки F_g. Угол α выбирают в первом приближении меньше угла трения ρ между рельсом и колесом *4*. На условие самозатягивания так же, как в сх. *а*, влияет трение в шарнирах.

В сх. *в* и *г* – устр. для осевого нажатия во фрикционных передачах. Под действием моментов $\bar{T}_1$ и $\bar{T}_2$ звенья *8* и *10* стремятся повернуться относительно друг друга. Скосы, имеющиеся на звеньях, взаимодействуют через шарик *9* и приводят к относительному осевому перемещению звеньев до тех пор, пока не уравняются моменты на звеньях *8* и *10* и, соответственно, не будет обеспечена необходимая сила прижатия, например, дисков *12* и *13* к дискам *11*. Осевая сила $\bar{F}_x$ в сх. *в* воспринимается подшипником звена *8*, а в сх. *г* – замыкается на звене *11*. Угол скоса α определяет соотношение между окружной силой F_t, приведенной к т. касания шарика и скоса, и осевой силой $F_x = F_t/\mathrm{tg}\,\alpha$.

На сх. *д*, *е*, *ж* – фрикционные колодочные муфты (тормоза), у которых сила прижатия колодок *16* определяется величиной момента T_1. Барабан *18* не может передать движение звену *14*, если отсутствует или недостаточен момент T_1 и, следовательно, колодки *16* недостаточно прижаты к барабану *18*.

Движение в сх. *д* и *ж* может быть передано лишь при направлении момента $\bar{T}_1$, показанном стрелкой.

Устр. на сх. *д*, *е*, *ж* работают как некоторые разновидности м. свободного хода.

В сх. *д* использован м., который может быть представлен как кривошипно-ползунный относительно звена *17*. Роль ползуна выполняет колодка *16*. Кривошип *14* воздействует на колодку через шатун *15*.

В сх. *е* использован кулачковый м. Кулачок *19* при повороте в любом направлении прижимает колодку *16* к барабану *18*. С увеличением момента сила прижатия колодки возрастает по определенному закону.

В сх. *ж* при повороте шестерни *21* поворачиваются зубчатые секторы *20* и прижимаются колодки *16* к барабану *18*. Секторы *20* шарнирно связаны со звеном *17*.

Сх. *з*, *и* используются в саморегулируемых дисковых генераторах волн волновых зубчатых и фрикционных передач. На эксцентриковом валу *22* установлен эксцентрик *23* с подшипником *4*. Сила $\bar{F}$ воздействия гибкого колеса на генератор волн направлена вдоль линии центров O_1O_2 (без учета трения). Чем больше момент на звене OO_1, тем больше сила F.

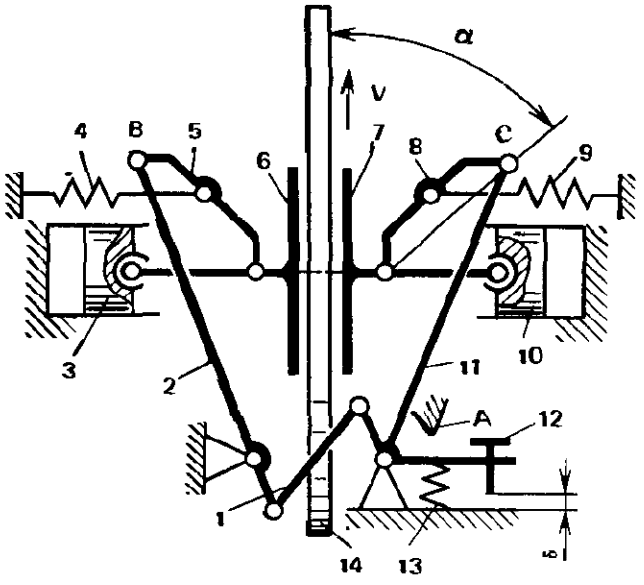
На сх. *з*, *и* показаны варианты с различным соотношением эксцентриситетов O_1O_2 и OO_1.

Применение м. на сх. *з*, *и* позволяет исключать относительный проворот гибкого и жесткого колес (см. *Волновая зубчатая передача*).

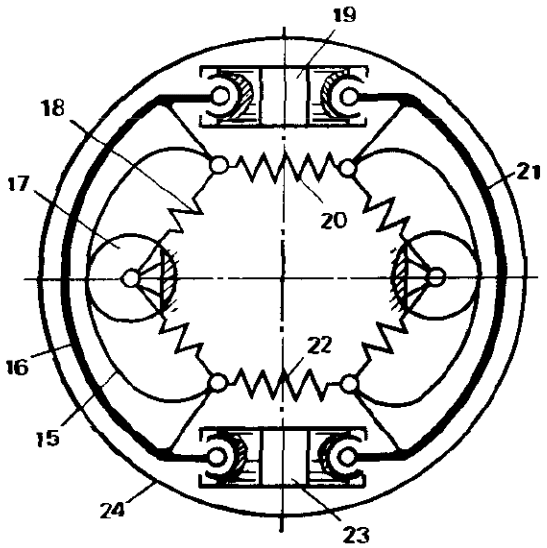
САМОЗАТЯГИВАЮЩИЙСЯ ТОРМОЗ — устр. для торможения вращающегося вала путем прижатия к диску или барабану, закрепленному на валу, колодок при условии получения самоторможения между трущимися деталями.

На сх. *а* к вращающемуся диску *14* с помощью гидроцилиндров *3* и *10* прижимают с разных сторон колодки *6* и *7*. Направление вращения диска показано стрелкой $\bar{v}$. При наличии трения между колодками и диском колодки увлекаются диском в направлении $\bar{v}$, но этому препятствуют распорные звенья *5* и *8*, расположенные под углом α. При этом выполняется условие $90 - \alpha < \rho$, где ρ — угол трения (см. *Самоторможение*). Звенья *5* и *8*, поворачиваясь, все больше и больше прижимают колодки к диску. Происходит процесс самозатягивания трущихся звеньев. Чтобы обеспечить одинаковые усилия прижатия с обеих сторон, звенья *5* и *8* соединены между собой кинематической цепью в виде антипараллелограмма (звенья *2*, *1* и *11*). Ограничивается процесс самозатягивания пружиной *13* и регулируемым упором *12* после выборки зазора δ.

Растормаживание происходит при отсутствии давления в гидроцилиндрах. Под действием пружины *13* звено *11* повернется до упора *A*, под действием пружин *4* и *9* повернутся распорные звенья *5* и *8* вокруг т. т. *B* и *C* соответственно и отведут колодки *6* и *7* от диска.



а)



б)

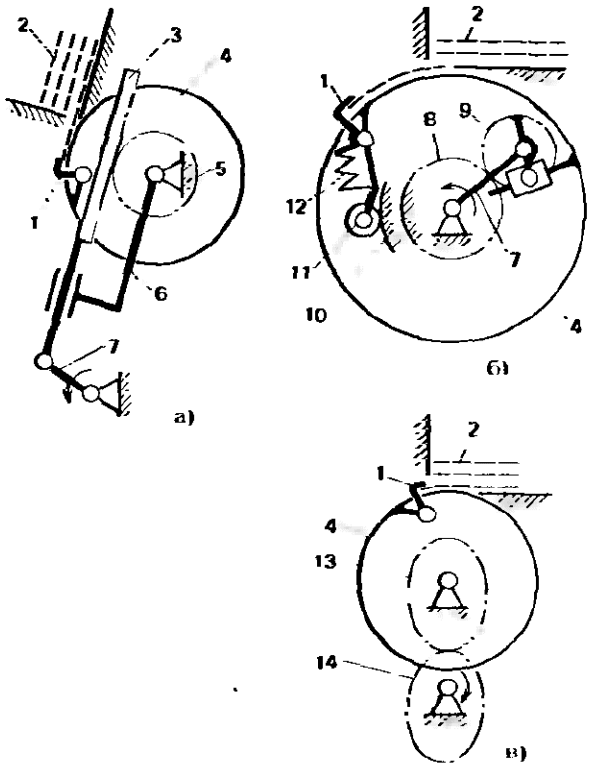
На сх. *б* к вращающемуся барабану *24* с помощью гидроцилиндров *19* и *23* прижимаются колодки *16* и *21*. Корпуса гидроцилиндров не закреплены, при наличии трения между колодками и барабаном колодки начинают поворачиваться вместе с гидроцилиндрами. При этом поверхность *15* взаимодействует с роликом *17*, ось которого закреплена на раме. Колодка *16* все больше расклинивается между роликом и барабаном, пока ролик не упрется в выступ, ограничивающий поверхность *15*. Аналогично будет расклинена другая колодка.

При отсутствии давления в гидроцилиндрах пружины *18, 20, 22* вернут звенья в начальное положение.

САМОНАЖИМНОЙ М. – см. *Самозатягивающийся м.*

САМОНАКЛАДА М. (полиграф.) – устр. для поштучного отделения от стопы и перемещения листов или тетрадей.

Листы *2* (сх. *а – в*) из стопы захватываются посредством прижима *1* и перемещаются при вращении цилиндра *4*. Прижим *1* (сх. *б*) приводится в действие через пружину *12* от коромысла с роликом *11*, перекатывающимся по неподвижному кулачку *10*.



Для того чтобы обеспечить заданное изменение скорости поворота цилиндра *4* (плавный разгон и плавное торможение), используют зубчато-рычажные м. (сх. *а, б*) и зубчатую передачу с некруглыми колесами *13* и *14* (сх. *в*).

В сх. *а* кривошипно-кулисный м. (кривошип *7*, шатун *3* и кулиса *6*) соединен с реечным м. (рейка, выполненная за одно целое с шатуном *3*, и зубчатое колесо *5*, соединенное с цилиндром *4*).

В сх. *б* в кулисном м. с двумя степенями свободы в двух шарнирах установлены зацепляющиеся между собой зубчатые колеса *8* и *9*. Одно из колес жестко соединено со стойкой, а другое – с шатуном. В результате образован зубчато-рычажный м. с одной степенью свободы.

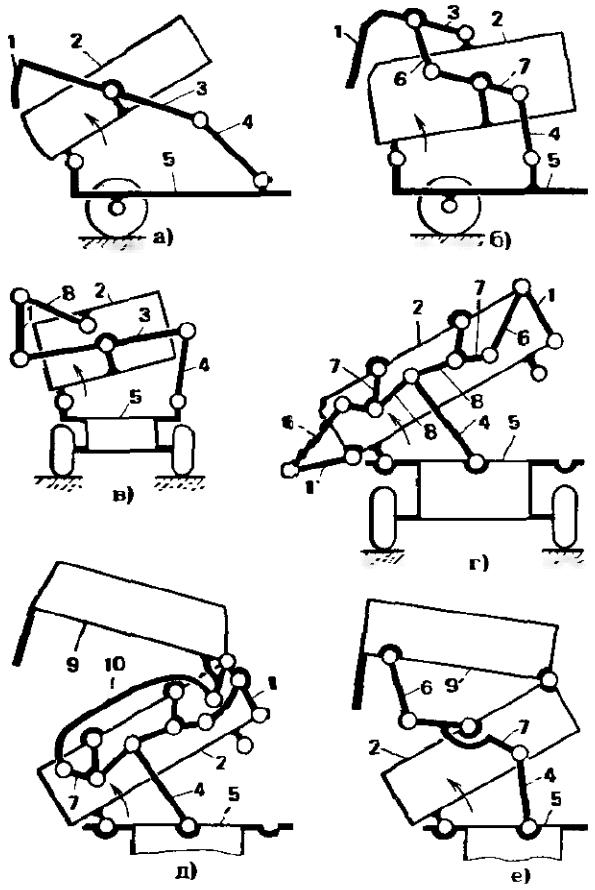
САМОНАСТРАИВАЮЩИЙСЯ М. – устр., в котором движения выходных звеньев автоматически изменяются при изменении рабочего процесса так, что условия его реализации оказываются оптимальными.

САМОСВАЛА М. (автомоб.) – устр. для открывания стенки кузова самосвала при его наклоне относительно рамы машины.

Стенка *1* кинематически связана с кузовом *2* и открывается при наклоне кузова назад (сх. *а, б*) или в сторону (сх. *в, г, д, е*). М. наклона кузова *2* на сх. не показан.

Рама машины *5* (сх. *а*), кузов *2*, звенья *3* и *4* образуют четырехзвенный двухкоромысловый м. Стенка *1* жестко соединена с шатуном *3*.

В сх. *б* на самосвале шарнирно установлен рычаг *7*. Он приводится в движение при наклоне кузова *2*. С рамой *5* рычаг *7* связан посредством коромысла *4*. От рычага *7* через тягу *6* движение передается коромыслу *3*, на котором жестко закреплена стенка *1*. В этом варианте к четырехзвенному двухкоромысловому м. (звенья *5, 4, 7, 2*) присоединена структурная группа (звенья *6, 3*), которая относительно звена *2* вместе с рычагом *7* образует второй четырехзвенный двухкоромысловый м.



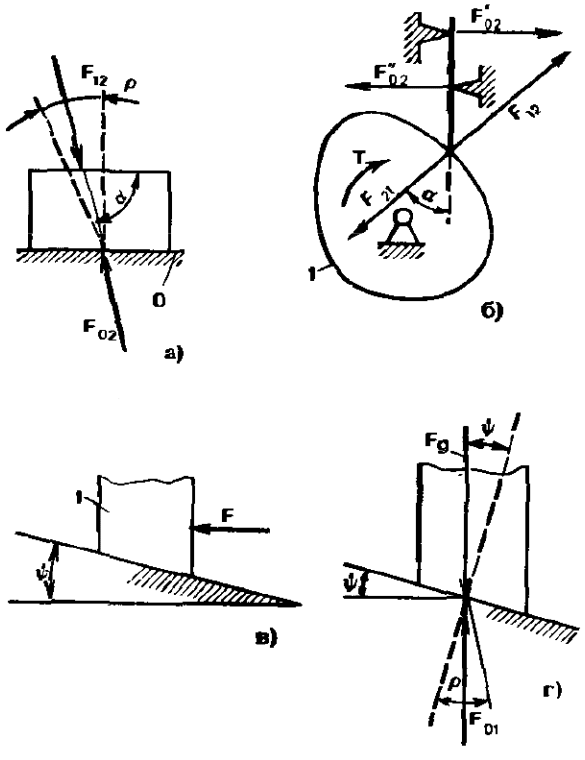
Сх. *в* по структуре та же, что и сх. *б*, но стенка *1* жестко соединена с шатуном второго четырехзвенного м. С кузовом *2* стенка *1* соединена посредством коромысла *8*.

В сх. *г* кузов *2* может наклоняться вправо или влево. Это достигается благодаря установке кузова на шарнирных опорах, не ограничивающих перемещения кузова вверх относительно рамы *5*. Движение стенки *1* при наклоне кузова передается через коромысло *4*, шатун *8*, рычаг *7* и тягу *6*. При этом с одной стороны стенка открыта, а с другой стороны закрыта. В целом м. одиннадцатизвенный. Из него можно выделить м. управления одной стенкой. Поскольку звенья *1*, *6*, *7* с одной стороны относительно неподвижны при наклоне кузова, то звенья *4*, *2*, *1*, *6*, *7* с другой стороны и два звена *8* образуют восьмизвенный м. Звенья *1*, *6* и *7* образуют относительно звена *2* шарнирный четырехзвенный м., соединенный звеном *8* с другим шарнирным четырехзвенным м., у которого звено *2* является коромыслом.

На сх. *д* и *е* – м. привода стенки, совмещенной с дополнительным бортом *9*. Сх. *д* по структуре эквивалентна сх. *г*. Звено *10* соединено с бортом *9*, шарнирно укрепленным на кузове *2*. Сх. *е* по структуре эквивалентна сх. *б*. Звено *6* здесь шарнирно соединено с бортом *9*.

САМОТОРМОЖЕНИЕ – условие, при котором из-за сил трения относительное движение звеньев не может начаться, как бы ни велики были движущие силы. Например, какой бы большой не была сила $\bar{F}_{12}$ (сх. *а*), если она отклонена от вертикали на угол $\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) < \rho$, где ρ – угол трения, ползун невозможно сдвинуть с места. В неправильно спроектированном кулачковом м. (сх. *б*) толкатель будет только изгибаться, но не будет двигаться в направляющей из-за больших сил трения, обусловленных реакциями $\bar{F}'_{02}$ и $\bar{F}''_{02}$.

В технике самоторможение используют для предотвращения самопроизвольного движения, например, в клиновых и винтовых м., м. свободного хода. В частности, в клиновом устр. (сх. *в*) звено *1* может двигаться в направлении силы $\bar{F}$, но не может опускаться под действием силы $\bar{F}_g$ (сх. *г*) при отсутствии силы $\bar{F}$, так как линия действия силы $\bar{F}_g$ лежит внутри угла трения ρ. Сила трения в этом случае превышает составляющую



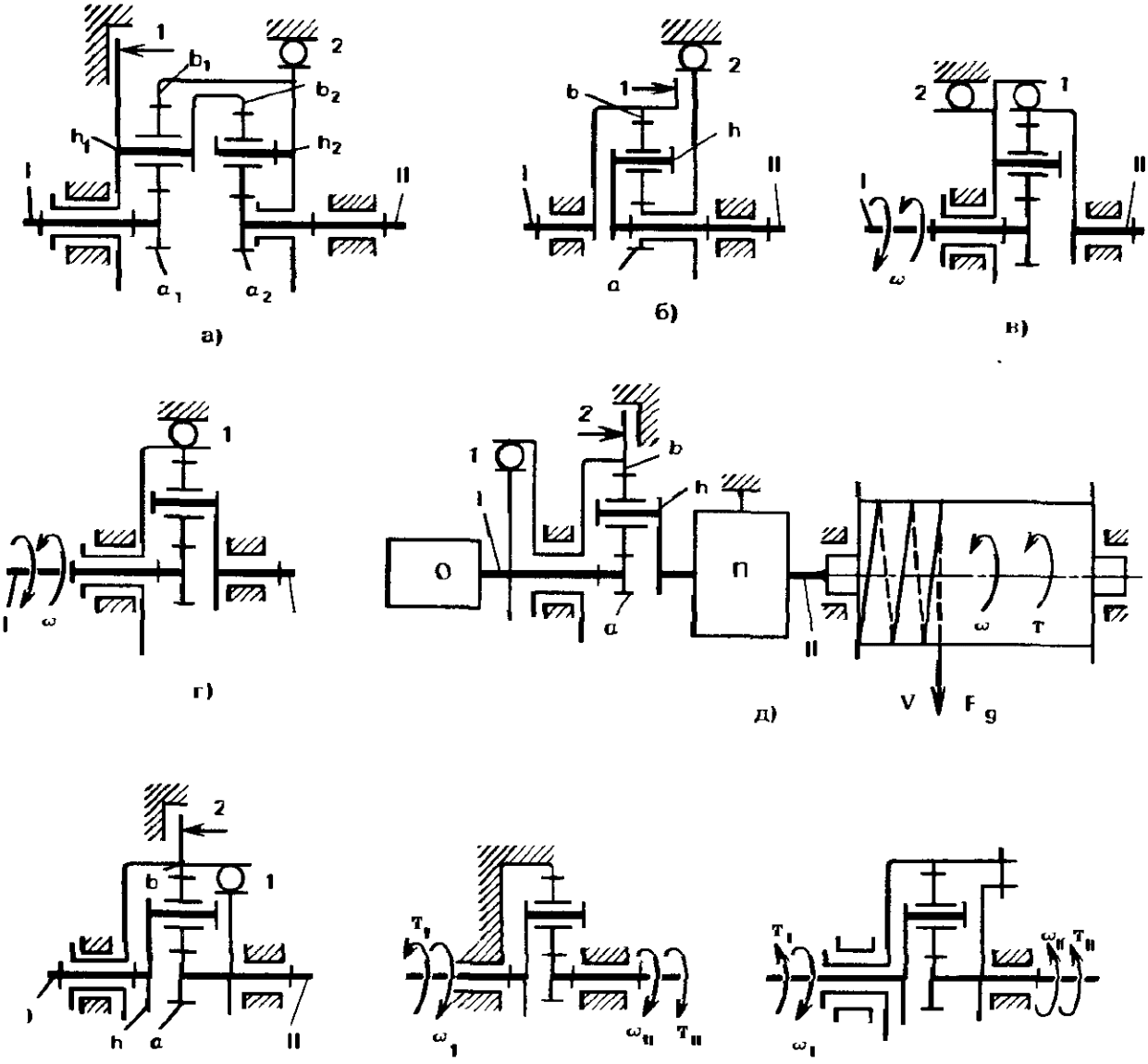
силы вдоль поверхности относительного скольжения: $F_g \cos\psi \operatorname{tg}\rho > F_g \sin\psi$ или $\operatorname{tg}\rho > \dfrac{\sin\psi}{\cos\psi}$. Таким образом $\rho > \psi$, где ψ – угол клина (в винтовой передаче угол подъема резьбы).

САМОУПРАВЛЯЕМАЯ МУФТА – муфта, включаемая или выключаемая автоматически при определенных условиях, например при достижении определенной угловой скорости (см. *Центробежная муфта*), определенной величины вращающего момента (см. *Предохранительная муфта*), а также при изменении направления вращающего момента (см. *Свободного хода м., Храповой м.*).

САМОУПРАВЛЯЕМЫЙ ПЕРЕДАТОЧНЫЙ М. – передаточный м., в котором переключение с одного режима на другой осуществляется автоматически путем использования м. свободного хода.

На сх. *а – з* обозначения: *1*, *2* – элементы управления (муфты, тормоза), *I* и *II* – входное и выходное звенья, $\bar{\omega}$ и $\bar{T}$ – соответственно угловая скорость и вращающий момент (с индексами звеньев), *a*, *b* – центральные колеса планетарных м., *h* – водило.

На сх. *а* – двухскоростная планетарная зубчатая передача. При наличии на выходном звене *II* момента сопротивления и движущего момента на входном звене заклинивается м. свободного хода *2*, останавливаются звенья b_1, h_2 и движение передается последовательно через звенья a_1, h_1, b_2, a_2. При этом получается передаточное отношение $i_{I-II}^{(2)} = (1 + z_{b_1}/z_{a_1})(-z_{a_2}/z_{b_2})$, где z – числа зубьев зубчатых колес, обозначенных на сх. При включении тормоза *1* м. свободного хода *2* выключается и движение



от вала *I* передается последовательно через звенья a_1, b_1, h_2, a_2. Передаточное отношение $i_{I-II}^{(1)} = -\dfrac{z_{b_1}}{z_{a_1}(1 + z_{b_2}/z_{a_2})}$.

Применение м. свободного хода возможно лишь при определенных сочетаниях передаточных отношений, направлений скоростей и сил. В данном примере оба $i_{I-II}^{(1)}$ и $i_{I-II}^{(2)}$ отрицательны, причем $|i_{I-II}^{(1)}| < |i_{I-II}^{(2)}|$.

М. свободного хода можно устанавливать в многоскоростной передаче только при i одного знака и на режиме, при котором получается наибольшее значение $|i|$.

В сх. *б* м. свободного хода обеспечивает автоматическое включение в кинематическую цепь понижающей передачи (ведущее звено *b*, ведомое – *h*, неподвижное – *a*). При включении муфты *1* м. свободного хода *2* автоматически отключается и осуществляется блокировка передачи – все звенья вращаются как одно целое.

В сх. *в* вращение входного звена *I* в одну сторону приводит к включению м. свободного хода *1*, а вращение в другую сторону – к включению м. свободного хода *2*. Таким образом, при реверсировании входного звена *I* выходное звено *II* вращается в одну и ту же сторону, но с разной угловой скоростью.

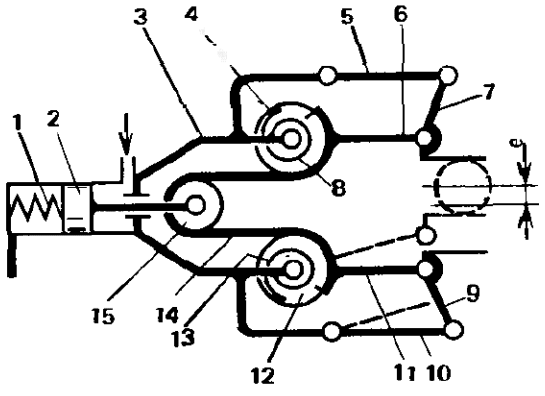
В сх. *г* при вращении входного звена выходное звено вращается в ту же сторону с меньшей угловой скоростью, а реверсирование движения входного звена *I* приводит к разобщению кинематической цепи.

В сх. *а – г* входное звено является ведущим, а выходное – ведомым. На практике встречаются случаи, когда роли звеньев меняются, например, в лебедке при опускании груза $\bar{F}_g$ (сх. *д*). При подъеме $i^{(2)} > i^{(1)}$, где $i^{(2)}$, $i^{(1)}$ – передаточные отношения м. при включенных соответственно элементах *2* и *1*, а при опускании, наоборот, $i^{(1)} > i^{(2)}$, поэтому две угловые скорости барабана могут быть получены лишь при опускании груза. При подъеме муфта *1* замкнута, а включение тормоза *2* может привести лишь к остановке всего м., так как расклинивания м. свободного хода при этом не произойдет. При опускании рабочая скорость $\bar{v}$ получается благодаря замыканию м. свободного хода, а при включении тормоза *2* осуществляется плавное опускание груза. Аналогично изменяются функции ведущего и ведомого звеньев в тягачах при спуске по наклонной поверхности или при запуске двигателя буксировкой машины.

На сх. *е* два режима можно получить при направлении моментов и скоростей, показанных на сх. *ж*, *з*. При буксировке машины в том же направлении м. свободного хода размыкается и кинематическая связь может быть обеспечена лишь при включении тормоза *2* (сх. *з*). При буксировке машины в другом направлении или движении назад под уклон м. свободного хода замыкается и происходит реверсирование движения звена *II* (сх. *з*). Такой режим в ряде случаев является недопустимым для транспортной машины.

САМОУСТАНАВЛИВАЮЩЕЕСЯ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – рабочее оборудование манипулятора, выполненное в виде сходящихся и расходящихся губок, ориентирующихся относительно захватываемого предмета.

Губки *7* и *9* соединены между собой дифференциальным м. В частном случае он выполнен в виде ленточной передачи с двумя степенями свободы. Передача имеет натяжной ролик *15*, ось которого перемещается поршнем *2* влево и пружиной *1* вправо. При движении ролика влево перемещается лента *14* и поворачивает шкивы *4* и *12*, связанные с губками *7* и *9* соответственно. Каждая губка соеди-



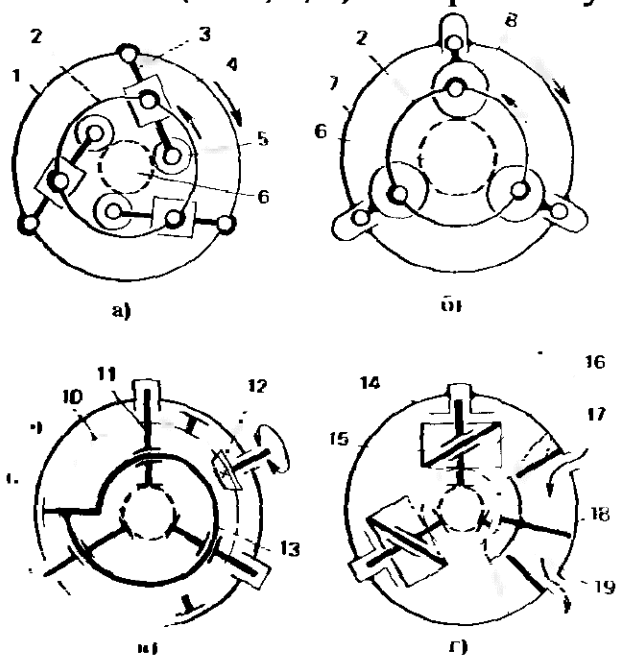
нена с корпусом *3* двумя параллельными звеньями (звенья *5*, *6* для губки *7* и *10*, *11* для губки *9*), чем обеспечивается ее поступательное перемещение. Каждый из рычагов *6* и *11* жестко соединен со шкивом *4*, *12* соответственно и лентой *14*.

При сближении губок, если одна из них первой коснется захватываемого предмета (на сх. губка *7*), то она останавливается. При этом шкив *4* неподвижен, ролик *15* при перемещении влево начинает вращаться, а лента *14* поворачивает шкив *12* и соответственно губка *9* перемещается до соприкосновения с захватываемым предметом. Далее губки зажимают предмет с одинаковым усилием с обеих сторон. Таким образом обеспечивается захват предмета, смещенного относительно оси корпуса *3* на величину *e*. Разжимаются губки с помощью ленточных пружин *8* и *13* при перемещении ролика *15* вправо.

САМОУСТАНОВКА ЗВЕНА – см. *Избыточные связи* и *Плавающее звено*.

САМОЦЕНТРИРУЮЩИЙ М. – устр. для приведения заготовки в положение, обеспечивающее совпадение ее геометрической оси с осью вращения (см. также *Зажимной патрон* и *Самозажимной патрон*), и поддержания ее в этом положении.

Различают С. поддерживающие (сх. *а*) и зажимные (сх. *б*, *в*, *г*). В первом случае



они служат только для центрирования и поддержания, во втором – для закрепления заготовки и передачи ей вращения.

В сх. *а* заготовку *6* располагают между роликами *5*. При относительном повороте звеньев *2* и *1* кулисы *3*, расположенные в ползунах *4*, поворачиваются и взаимодействуют с заготовкой. Поскольку три кулисы, расположенные симметрично, перемещаются одновременно, то, прижимая через ролики *5* заготовку в трех точках, они центрируют ее.

Звенья *1*, *3*, *4* и *2* (с учетом того, что звенья *1* и *2* имеют центральные шарниры относительно стойки) образуют двухкоромысловый м. с двумя степенями свободы. При остановке звена *1* м. превращается в коромыслово-кулисный м., состоящий из звеньев: стойки *1*, коромысла *2*, ползуна *4*, кулисы *3*, а при остановке звена *2* – в коромыслово-кулисный м., состоящий из звеньев: стойки *2*, кулисы *4*, ползуна *3*, коромысла *1*.

На сх. *б* использованы коромыслово-ползунные м. (стойка *7*, шатун *8*, совмещенный с элементами ползуна, и коромысло *2*). На шатунах *8* выполнены кулачки в виде эксцентриков, которые зажимают заготовку *6*.

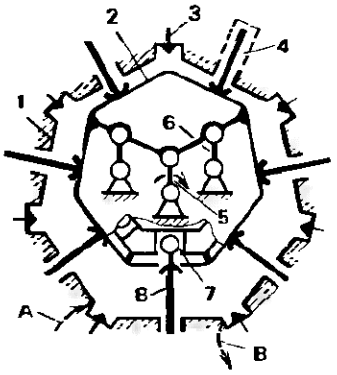
В сх. *в* ползуны *11* установлены в патроне *9* и перемещаются под действием кулачка *13*, выполненного в виде многовитковой спирали. Приводится кулачок *13* через передачу, содержащую коническую шестерню *12* и коническое колесо *10*.

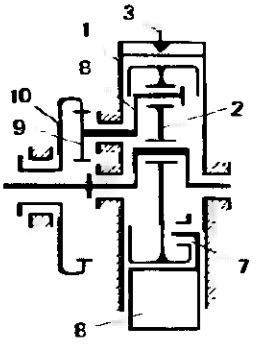
В сх. *г* ползуны *15*, зажимающие заготовку, установлены в патроне *14* и перемещаются под действием реек *16*, приводимых от зубчатого колеса *19*. Колесо *19* поворачивается посредством поворотного лопастного гидродвигателя. Жидкость подается в полость между лопастями *17* и *18*, в результате чего происходит относительный поворот звеньев *19* и *14*. Звенья *14*, *15*, *16* образуют клиновой м. с тремя поступательными парами.

САРИЧА ДВИГАТЕЛЬ – двигатель внутреннего сгорания с рабочими камерами, образованными поверхностями неподвижного корпуса, радиальных перегородок и ротора, совершающего посту-

пательно-круговое движение (изобретен в 1970 г. Р. Саричем).

Ротор *2* установлен шарнирно на параллельных кривошипах *5* и *6*. Один из кривошипов *5* соединен с выходным звеном. Все другие кривошипы связаны между собой синхронизирующей зубчатой передачей *9—10*. Движение кривошипов





будет определенным, что обеспечит выход их из мертвых точек (см. *Мертвая точка в м. параллельных кривошипов*) и без передачи *9—10* при наличии трех и более кривошипов. Выходным звеном может быть любой из кривошипов или зубчатое колесо *10* при отсутствии, например, центрального кривошипа *5*.

Ротор подобно шатуну в м. параллельных кривошипов совершает круговое движение, не поворачиваясь при этом.

Перегородки *8* скользят в замкнутых направляющих *4* корпуса *1*. Радиальное движение им сообщает ротор. Связь с ним осуществляется через поступательную пару: в специальных пазах ротора перемещаются ползуны *7*, шарнирно связанные с перегородками. Такое решение обеспечивает постоянство усилия прижатия торца перегородки к поверхности ротора.

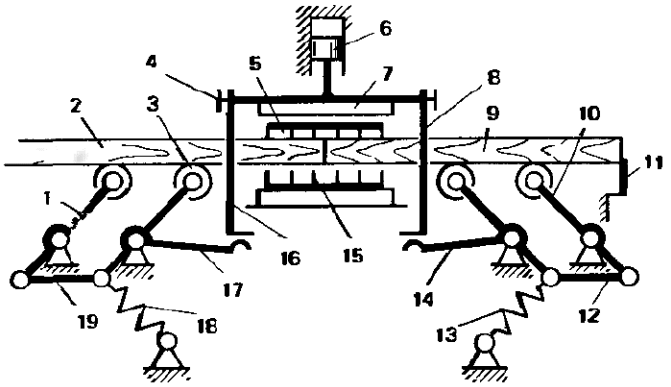
В образованные рабочие камеры через впускные каналы подается топливная смесь. При перемещении ротора камера меняет свой объем. Воспламеняется смесь от свечи *3*. Рабочее движение обусловлено увеличением объема камеры (давление газов создает вращающий момент на кривошипе — выходном звене). Выпуск отработанных газов осуществляется по каналу *B*.

САТЕЛЛИТ [от лат. satelles (satellitis) — телохранитель, спутник] — зубчатое колесо планетарной передачи с подвижной осью вращения. С. одновременно вращается вокруг своей оси и совершает движение вместе с водилом.

СБЕГ РЕЗЬБЫ — участок неполного профиля резьбы в зоне ее перехода к гладкой части детали.

СБОРКИ ДЕРЕВЯННЫХ ИЗДЕЛИЙ М. — устр. для стыковки деревянных изделий и соединения их скобами.

Элементы изделия *2* и *9* подаются по роликам *3* до упора *11*. В месте стыка элементов устанавливают скобы *5* и *15*. Под действием гидроцилиндра *6* опускают плиту *7* на скобу *5*. Одновременно с этим толкатели *16* и *8* воздействуют на рычаги *17* и *14* и ролики *3* опускаются вниз вместе с изделием. Плита *7* прижимает скобы и изделие к стойке, обеспечивая соединение изделия скобами.



Ролики *3* расположены на рычагах *1*, *17*, *14*, *10*. Они соединены группами посредством звеньев *19* и *12*, обеспечивающих их синхронное перемещение. Возврат роликов в верхнее положение осуществляется пружинами *18* и *13*.

Для сборки изделий различных размеров предусмотрено регулирование положения толкателей с помощью устр. *4* и положения упора *11*.

СБОРКИ ПОКРЫШЕК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН М. — устр. для перемещения и центрирования покрышки и ее элементов.

На сх. *а* — м. для обработки борта, на сх. *б*, *в*, *г*, *д* — варианты барабанов для сборки покрышек.

М. на сх. *а* содержит шаблон-корпус *5*, размещенный в нем кольцевой пневмоцилиндр *8*, приводящий в движение обжимные рычаги *3* и заворотные рычаги *1*. Таких рычагов несколько пар и все они расположены «веером» симметрично относительно оси кольцевого пневмоцилиндра. Концы рычагов *1* соединены кольцевой пружиной *2*, а концы рычагов *3* соединены эластичным кольцом *6*.

Шаблон-корпус *5* выполнен вращающимся и перемещаемым поступательно. Его ось установлена на ползуне *10*.

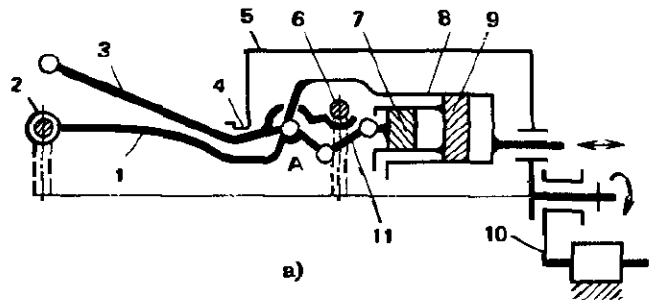
В процессе работы м. пневмоцилиндр *8* перемещают в осевом направлении. В результате движется шарнир *А*, а рычаг *3*, прижатый пружиной *6* к кольцевому упору *4*, скользит по нему и поворачивается. По мере выхода из барабана рычаги *3* расходятся в стороны.

Перемещением поршней *9* и *7* обеспечивают перемещение рычагов *1*. Движение передается через звено *11*. Телескопическое исполнение пневмоцилиндра позволяет увеличить его ход. Завершается процесс перемещением шаблона-корпуса влево. При этом пневмоцилиндр остается на месте, а обжимные рычаги сходятся.

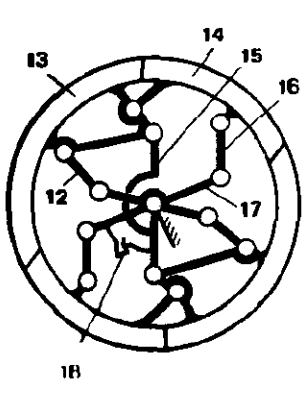
Рычаги *3* и *1* в процессе движения взаимодействуют с материалом покрышки, зажимая его, образуя гофры и обтягивая его по профилю заплечиков сборочного барабана, расположенного соосно шаблону-корпусу *5*.

На сх. *б* дан четырехсекторный сборочный барабан, содержащий одиннадцатизвенный плоский м. Секторы *13, 14* в рабочем состоянии образуют цилиндрический барабан. При относительном повороте звеньев *15* и *17* секторы посредством шатунов *12* и *16* перемещаются к оси барабана. Фиксатор *18* срабатывает и удерживает звенья *15* и *17* в их рабочем положении и освобождает звенья при перемещении секторов к оси барабана. Секторы *13* и *14* шарнирно соединены между собой.

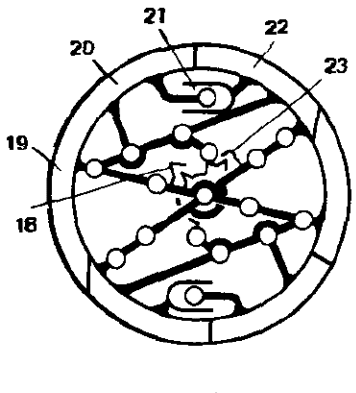
В сх. *в* – шестисекторный сборочный барабан, содержащий шестнадцатизвенный плоский м. Каждый из секторов *19, 20* и *22* соединен с двумя другими секторами посредством устр., включающих две последовательно расположенные кинематические пары. Секторы *20* и *22* соединены посредством кинематической пары *21*, допускающей враща-



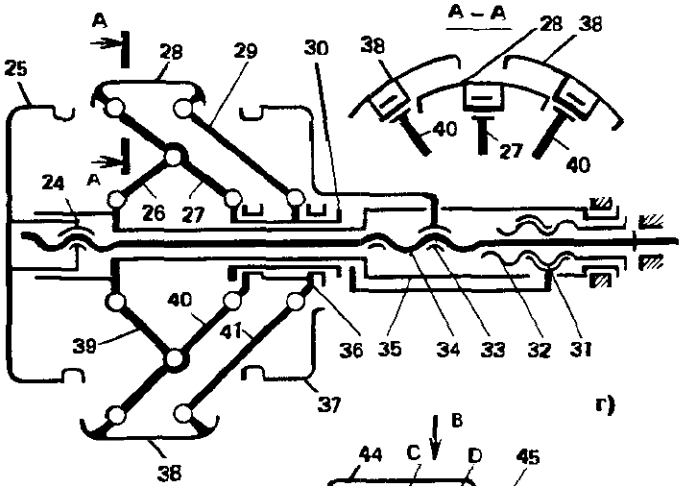
а)



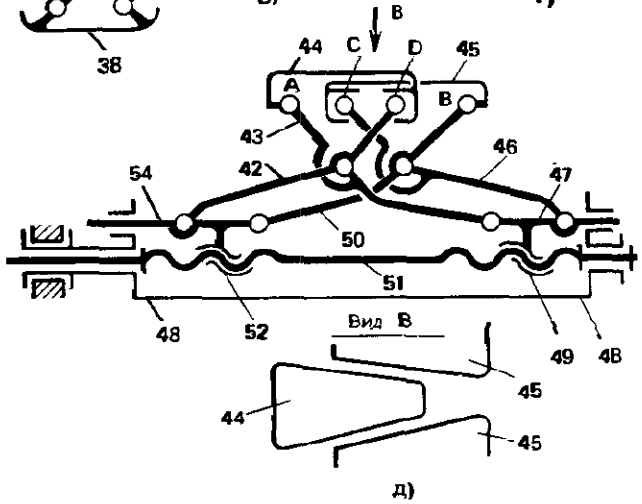
б)



в)



г)



д)

тельное и поступательное движения. При раздвигании секторов путем относительного перемещения центральных звеньев сначала срабатывает фиксатор *23*, а затем – фиксатор *18*. При этом секторы образуют цилиндрический барабан.

На сх. *г* сборочный барабан выполнен в виде радиально перемещаемых секторов *38* и *28*. Когда секторы расходятся, то из них формируется цилиндрическая поверхность. Когда секторы сходятся, то сначала перемещаются секторы *28* и размещаются между звеньями, связанными с секторами *38*.

Каждое из звеньев связано с приводным устр. посредством поступательно-прямолинейного направляющего м. К кривошипно-ползунному м., составленному из звеньев *26*, *27*, *30* и стойки *35*, присоединен параллельно-направляющий м., у которого звенья *28*, *29*, *30* и *27* образуют параллелограмм. Данный м. при перемещении ползуна *30* обеспечивает поступательное прямолинейное перемещение сектора *28*. Аналогично устроен и м. перемещения сектора *38*, составленный из звеньев *39*, *40*, *36*, *41*, *38* и стойки *35*.

С помощью винта *32* и гайки *31* сначала перемещают ползуны *30* и *36*, приводящие в движение направляющие м. Ползуны *30* и *36* установлены с осевым зазором, что позволяет обеспечить их последовательное включение в действие.

Сборочный барабан имеет также фланцы *25* и *37*, приводимые в движение гайками *24* и *33* соответственно при вращении винта *34*, имеющего участки с противоположно направленной резьбой.

На сх. *д* барабан имеет секторы *44* и *45*, которые при радиальном и относительном осевом перемещениях образуют цилиндрическую поверхность.

Приводятся в движение секторы от винта *51*, имеющего участки с противоположно направленной резьбой. Гайки *52* и *49* перемещаются навстречу друг другу и перемещают ползуны *53* и *47* соответственно. Ползуны воздействуют на присоединенные к ним звенья *42*, *50* и *46*, *43*. Звенья образуют шарнирно соединенные параллелограммы. Концы звеньев *A*, *D* и *C*, *B* обеспечивают поступательное движение секторов *44* и *45* и их осевое перемещение. *C* и *D* могут свободно перемещаться вдоль секторов, поскольку расстояния между т. т. *A* и *D* и между т. т. *C* и *B* в процессе работы изменяются.

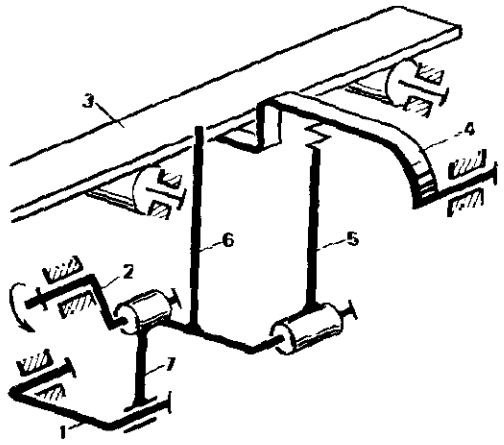
Вращение всему барабану сообщается от приводного вала *48*, на котором установлены ползуны *47* и *53*.

СБОРКИ УСЛОВИЕ В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – соотношение между числами зубьев колес планетарной передачи, обеспечивающее их сборку. Обычно имеет смысл условие сборки при симметричном расположении сателлитов. Очевидно, что установить сателлит между центральными колесами можно, повернув их относительно друг друга так, чтобы зубья сателлита оказались напротив впадин центральных колес. Последующая установка второго и всех других сателлитов может быть обеспечена только при соблюдении С. Оно обеспечивается при следующем соотношении чисел зубьев: для сх. *а* (см. здесь и далее *Планетарная зубчатая передача*) $\frac{z_a + z_b}{n_w} = C$, где C – любое целое число; n_w – числа сателлитов; z_a, z_b – числа зубьев центральных колес; для сх. *б* $\frac{z_a z_f + z_g z_b}{n_w B_{gf}} = C$, где B_{gf} – наибольший общий делитель чисел зубьев венцов сателлитов z_g и z_f; для сх. *в* $\frac{z_b z_f - z_g z_e}{n_w B_{gf}} = C$, для сх. *г* $z_b/n_w = C$.

Для передач с двухвенцовым сателлитом необходимо обеспечить точное относительное расположение зубчатых венцов и отметить зуб одного венца, точно расположенный напротив зуба второго венца. Поворачивая сателлит на соответствующий угол, можно собрать передачу.

При выполнении в сх. *в* сателлита с общим венцом принимают $|z_b - z_e| = n_w$.

СБРАСЫВАТЕЛЬ ПОЛОС (прокатн.) – устр. для подъема и сталкивания полосы, перемещаемой конвейером.

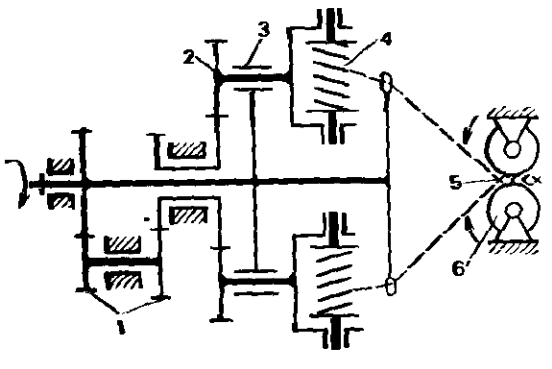


От ведущего кривошипа *2* перемещается шатун *7* кривошипно-коромыслового м. Шатун *7* шарнирно соединен с кривошипом *2* и коромыслом *1*. С шатуном *7* жестко связан толкатель *6* и шарнирно соединен шатун *5*. Шатун *5* упруго взаимодействует с качающимся щитком *4* (коромыслом), расположенным между роликами конвейера. При вращении кривошипа *2* щиток *4* приподнимает полосу *3*, а толкатель *6* перемещает ее в поперечном направлении, сбрасывая с конвейера.

СВАРНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – неподвижное неразъемное соединение двух или более частей, выполненное с помощью сварки.

СВИВКИ КАНАТА М. – устр. для одновременного закручивания нитей и скручивания их в канат.

С. представляет собой планетарный м. с ведущим водилом *3*. Сателлиты *2* приводятся от вала водила через зубчатую передачу *1*. На сателлитах закреплены катушки *4* с нитями. Свиваемый при этом канат *5* тянется с помощью роликов *6*.



СВОБОДНОГО ХОДА М. – устр., в котором возможно свободное движение входного или выходного звена относительно соответственно выходного или входного звена при изменении направления их движения.

Условия взаимодействия входного и выходного звеньев С. при их относительном движении в том или ином направлении различны. Это различие может быть достигнуто путем обеспечения давления звеньев при их движении в одном направлении и исключения давления в другом направлении (см. *Храповой м.*) либо путем заклинивания, самоторможения одного звена относительно другого в одном направлении и свободном движении в другом направлении (сх. *а–о*). В первом случае С. наз. нефрикционным, во втором – фрикционным. В обеих разновидностях различие условий взаимодействия достигается выбором углов давления одного звена на другое.

С. в зависимости от вида позволяет обеспечивать различные режимы движения.

С. могут быть предназначены для преобразования поступательного движения (см. *Прерывистой подачи м.*) и для преобразования вращательного движения (сх. *а–о*).

С. одинарный одностороннего действия (сх. *а–ж, н, о*) имеет два основных звена – входное и выходное. Входное звено передает вращающий момент только в одном направлении, а в другом направлении вращается свободно относительно выходного звена, т. е. перестает быть ведущим.

С. одинарный двустороннего действия (сх. *з*) имеет три основных звена: входное, выходное и звено управления. Такой С. кроме режимов одинарного одностороннего действия позволяет осуществлять с помощью звена управления свободное вращение входного звена в обоих направлениях относительно выходного звена.

С. двойной двустороннего действия (сх. *и*, *к*, *л*, *м*) также имеет три звена, но позволяет обеспечивать в обоих направлениях режимы передачи момента и режимы свободного вращения.

С. роликовый (сх. *а*) имеет звездочку *1*, обойму *2*, ролики *4* и пружины *3*. При движении звездочки в направлении *A* (звездочка вращается быстрее обоймы) ролики заклиниваются между обоймой и скосом на звездочке, звездочка увлекает обойму в направлении *A*. При движении звездочки в направлении *B* пружина *3* сжимается, ролики утапливаются под действием сил трения и звездочка свободно вращается относительно обоймы. Если быстрее вращается обойма, то движение от нее звездочке передается в направлении *B* и не передается в направлении *A*. Чтобы произошло заклинивание звеньев в режиме передачи движения, угол скоса α выбирают из условия $\alpha < 2\rho$, где ρ – угол трения. С другой стороны, α ограничен возможностью расклинивания. Обычно принимают $\alpha = 7°$.

Для повышения несущей способности С. вместо роликов используют клинья, эксцентриковые элементы, кулачки. В этом случае обеспечивается большой приведенный радиус кривизны в месте контакта либо вообще контакт осуществляется по поверхности. Условия выбора углов те же, что и в роликовом С.

На сх. *б* между эксцентриком *5* и обоймой *2* установлен клин *6* с круговыми цилиндрическими поверхностями.

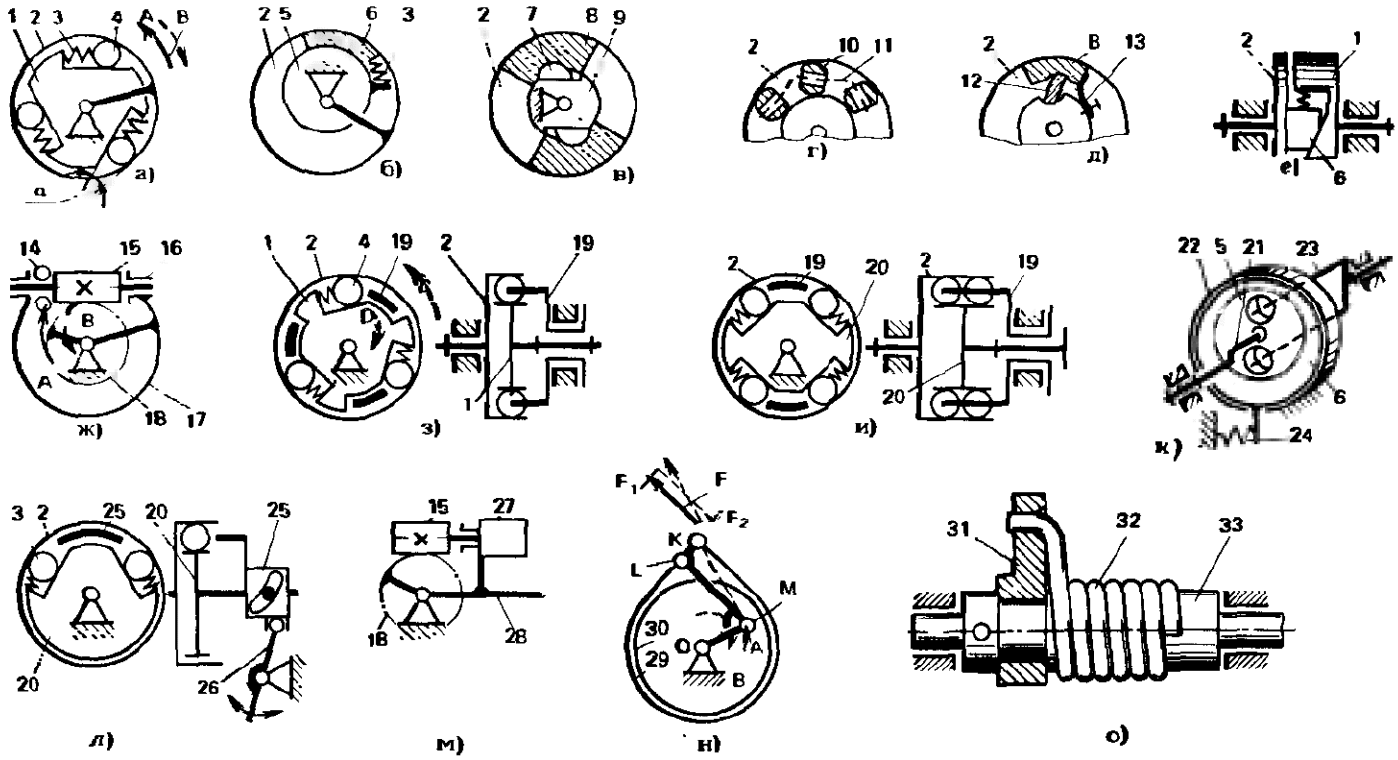
На сх. *в* колодки *8* в виде секторов кольца поджимаются к обойме *2* сегментами *7*, взаимодействующими со скосами звездочки *9*.

На сх. *г* кулачки *10* расположены между поверхностями входного и выходного звеньев. При относительном вращении звеньев кулачки разворачиваются и либо расклиниваются, либо обеспечивают свободное относительное движение звеньев. Кулачки *10* связаны между собой пружиной *11*.

На сх. *д* в режиме передачи движения колодки *8*, поджимаемые листовой пружиной *13*, расклиниваются посредством распорных элементов *12*. В режиме свободного хода элементы *12* наклоняются так, что колодки *8* скользят по обойме *2*.

На сх. *е* – осевое исполнение С. Клин *6* расположен между диском *2* и звездочкой *1*. Такой С. характеризуется значительными осевыми нагрузками на подшипники в режиме передачи движения.

На сх. *ж* – червячный С. В зависимости от направления вращения чер-



вячного колеса *18* по стрелке *A* или по стрелке *B* червяк *15* прижимается либо к подпятнику скольжения *16*, либо к подпятнику качения *14*. Угол подъема винтовой линии червяка выбран таким, что в первом случае из-за самоторможения червяк не может провернуться, и С. вращается как одно целое, во втором случае червяк свободно вращается, и звено *18* проворачивается относительно звена *17*.

В одинарном С. двустороннего действия имеется звено управления – поводок *19* (сх. *з*). Оно соединено с третьей кинематической цепью и может выполнять роль ведущего звена. Движением по стрелке *C* можно утопить ролики *4* в клиновом пазу, и звездочка будет свободно вращаться вместе со звеном *19* относительно звена *2*. Тот же эффект достигается, если звездочка *1* вращается быстрее звена *19* (звено *19*, например, приторможено) в направлении стрелки *D*.

На сх. *и* – двойной С. двустороннего действия. В нем поводок *19* может утопить ролики в клиновые пазы, вращаясь в ту или иную сторону относительно звездочки *20*.

Использование двойного С. двустороннего действия с элементами в виде эксцентриков показано на сх. *к*. С. размещен в обойме *22*, которая в данном случае выполнена неподвижной. Эксцентрик *6* соединен со стойкой пружиной *24*. Эксцентриковый вал *21* взаимодействует с диском *5*, который связан с поводком *23* посредством м. параллельных кривошипов. Диск *5* может совершать относительно поводка *23* только поступательное движение. Звено *23* может передавать движение в обоих направлениях эксцентриковому валу *21*. Вращение эксцентрикового вала в обоих направлениях приводит к самоторможению. Роль звездочки выполняет звено *21*, роль обоймы – звено *22*, роль поводка – звено *23*.

На сх. *л* – С. реверсивный переключаемый. В нем поводок *25* может быть введен с помощью рычага *26* между заклиниваемыми телами *3*, а может быть выведен из зоны взаимодействия звеньев. В первом случае – работа в режиме двойного С. двустороннего действия, а во втором случае движение передается от входного звена вследствие заклинивания при вращении входного звена в любом направлении. Роль входного звена при этом может выполнять как звездочка *20*, так и обойма *2*.

Для обеспечения плавного перехода с режима передачи движения на режим свободного движения и для уменьшения потерь на трение в переходных режимах используют С. планетарный с приводным сателлитом. Если в планетарной передаче сателлит вращать относительно водила в одном направлении, а водилу сообщать качательное движение, то скорость центрального колеса будет результатом суммы однонаправленного и реверсивного движений. Например, в сх. *м* на водиле *28* установлен двигатель *27*, вращающий червяк *15*. При неподвижном водиле червяк передает вращение червячному колесу *18*. Если поворачивать водило в ту же сторону, что и червячное колесо, с той же угловой скоростью, то червячное колесо будет вращаться в 2 раза быстрее. Если же поворачивать водило в противоположную сторону с той же угловой скоростью, то червячное колесо остановится. При проектировании С. такого типа могут быть использованы и др. сх. планетарных передач с однонаправленным приводом сателлита относительно водила.

На сх. *н*, *о* – варианты исполнения одинарных одностороннего действия С. с гибким звеном. В ленточном С. (сх. *н*) лента *29* охватывает шкив *30* и ее концы соединены рычагом *KLM* с кривошипом *MO*. При движении кривошипа в направлении стрелки *A* рычаг *KLM* создает необходимые натяжения в ветвях ленты $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$, геометрическая сумма которых равна реакции в т. *M*. Лента *29* самозатягивается на шкиве и передает за счет трения вращающий момент. При вращении кривошипа в направлении стрелки *B* рычаг *KLM* поворачивается

настолько, что ветви ленты ослабевают и она свободно скользит по шкиву.

На сх. *о* – С., предназначенный для малых вращающих моментов. На валу *33* плотно намотана упругая проволока *32*, жестко соединенная с поводком *31*. Предварительное прижатие проволоки к валу таково, что при относительном вращении поводка *31* в одну сторону проволока самозатягивается и передает вращающий момент валу, а при вращении в другую сторону преодолевается трение предварительного прижатия проволоки и поводок проворачивается относительно вала *33*.

СВЯЗИ – ограничения, налагаемые на положения и скорости точек механической системы, которые должны выполняться при любых действующих на систему силах.

С. в механизмах осуществляются с помощью контактирующих поверхностей тел (см. *Кинематическая пара (пара)* табл. 1,3), гибких элементов (см. там же табл. 2), магнитного поля (см. *Магнитная связь в м.*) и т. п.

Координаты точек механической системы и их скорости в силу наложенных С. удовлетворяют уравнениям, наз. уравнениями связей.

С., уравнения которых содержат только координаты точек механической системы (и, может быть, время), наз. геометрическими. С., уравнения которых содержат также еще и первые производные от этих координат по времени, наз. дифференциальными. С., уравнения которых могут быть проинтегрированы, наз. голономными. Ограничения, наложенные этими связями, могут быть сведены только к ограничениям на перемещения. Дифференциальные С., уравнения которых не могут быть проинтегрированы, наз. неголономными. Наложенные ими ограничения невозможно свести только к ограничениям на перемещения.

С., в уравнения которых время явно не входит, наз. стационарными. С., в уравнения которых время явно входит, наз. нестационарными.

В зависимости от ограничений на перемещения в противоположных направлениях различают:

– удерживающие С., при наличии которых для любого возможного перемещения точки механической системы противоположное ему перемещение также является возможным;

– неудерживающие С., при которых точки механической системы имеют возможные перемещения, противоположные которым являются невозможными (например, перемещения вдоль гибкой нити).

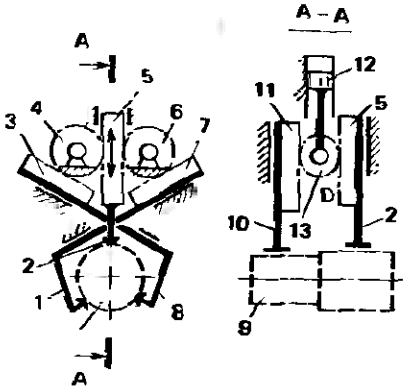
Эффект действия С. можно учитывать введением соответствующих сил, наз. реакциями связи. Они представляют собой силы, действующие на материальные точки механической системы со стороны материальных тел, осуществляющих С., наложенные на эту систему.

С., для которых сумма работ их реакций равна нулю на любом возможном перемещении, противоположное которому тоже является возможным, наз. идеальными (например, лишенная трения поверхность или гибкая нить).

Для механических систем с идеальными С. можно сразу получить уравнения равновесия или движения, не содержащие реакций связей (см. *Возможных перемещений принцип, Д'Аламбера – Лангража принцип*).

СДВИГ – вид деформации, характеризующийся изменением углов элементарных параллелепипедов тела без изменения размеров их граней. С. вызывается касательными напряжениями.

СДВОЕННОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – рабочее оборудование манипулятора, содержащее несколько параллельно расположенных м., обеспечивающих зажатие деталей, имеющих ступенчатую форму.



На сх. – С. содержит два параллельно расположенных м., приводимых от гидроцилиндра *12*. Через зубчатое колесо-сателлит *13* передаются равные усилия на рейку *11* и рейку *5*. Эти звенья образуют дифференциальный м. *D*. Одна из реек перемещается до тех пор, пока губка *10* или *2* или любая другая не прикоснется к детали *9*, после чего перемещается другая рейка и осуществляется зажим с одинаковым усилием в обоих м.

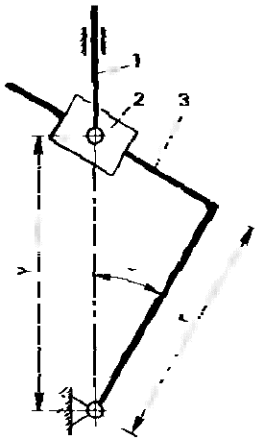
Другие губки *1* и *8* приводятся в движение от рейки *5* через зубчатое колесо *6*, рейку *7* и через колесо *4*, рейку *3* соответственно. Один из м. обеспечивает центрирование детали, а второй самоустанавливается и поддерживает ее.

СДВОЕННЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ РЕГУЛЯТОР – устр. для регулирования частоты вращения, принцип работы которого основан на воздействии датчика частоты вращения одновременно на два звена управления подачей рабочей среды.

Вращающееся звено *1* имеет две пары грузов *2* и *7*, которые расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Под действием центробежных сил грузы расходятся. Перемещение грузов *2* через толкатели *3* передается ползуну *6*. Ползун *6* поворачивает заслонку *4*, ограничивая подачу рабочей среды в направлении, показанном стрелкой. Приведенная сила инерции грузов *2* уравновешивается пружиной *5*. Один из грузов *7* воздействует на рычаг *12* другого груза через ролик *13*. Рычаг *12* через толкатель *8* поворачивает коромысло *11*. Коромысло *11* взаимодействует с заслонкой *10*, регулирующей подачу среды *C*. Пружина *9* уравновешивает приведенную силу инерции грузов.

Особенность С. – размещение толкателя *8* внутри ползуна *6*. Направляющая ползуна *6* выполнена в виде трубы, жестко соединенной со звеном *1*. В этой трубе предусмотрены окна для ввода и размещения звеньев *13* и *12*.

СЕКАНСНЫЙ М. – м., функция положения которого имеет вид секанса угла поворота входного звена.

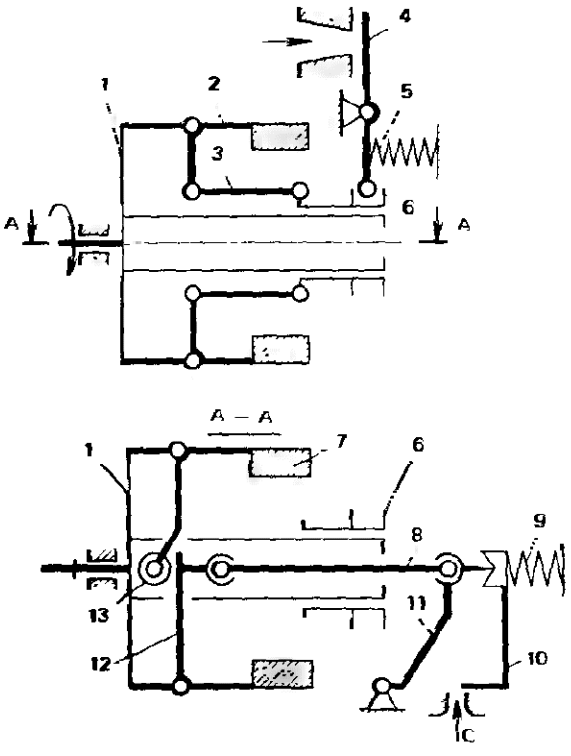


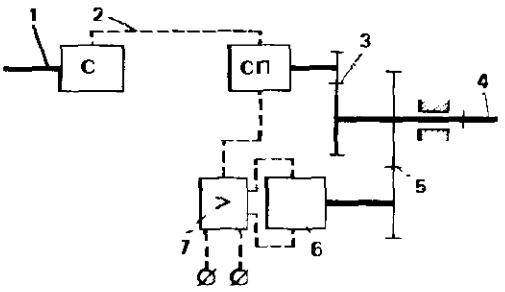
В качестве С. используют кулисно-ползунный м., у которого направляющая кулисы удалена от центра ее поворота на величину *r*. Кулиса *3* взаимодействует с шатуном *2* посредством поступательной пары, а шатун *2* шарнирно соединен с ползуном *1*.

При повороте кулисы на угол ψ перемещение ползуна *1* происходит по закону $y = r/\cos\psi$.

СЕКТОР ЗУБЧАТЫЙ – см. *Зубчатый сектор*.

СЕЛЬСИН В М. (англ. selsyn, от англ. self – сам и греч. synchronos – одновременный, синхронный) – индукционная электрическая машина для синхронного или синфазного поворота звеньев, не связанных между собой механически.





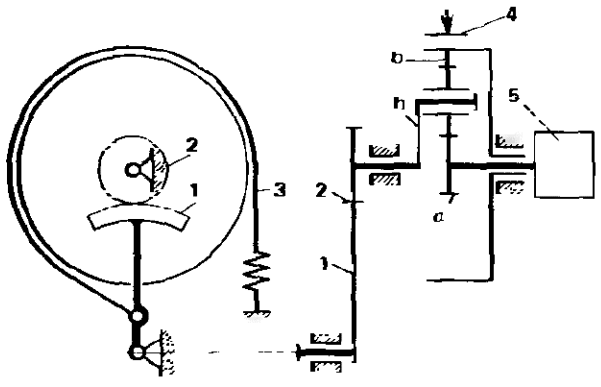
Вал *1* связан с валом *4* посредством сельсина-датчика *С*, электрической цепи *2*, сельсина-приемника *СП* и механической передачи *3*.

Особенность С. – то, что он не может передавать большие вращающие моменты. В связи с этим параллельно сельсину-приемнику *СП* вводят систему усиления в виде усилителя сигнала *7*, серводвигателя *6* и редуктора *5*.

СЕПАРАТОР (от лат. separator – отделитель) – 1) устр. для разделения смесей на составляющие фракции; 2) обойма с вырезами для шариков или роликов, предназначенная для их отделения друг от друга в подшипниках качения.

СЕРВОТОРМОЗ (от лат. servus – раб, слуга и греч. tormos – отверстие для вставки гвоздя, задерживающего вращение колеса) – силовое исполнительное устр. системы управления, преобразующее энергию вспомогательного источника в энергию торможения какого-либо звена м. в соответствии с сигналом управления.

На сх. вспомогательный источник энергии – двигатель *5* соединен посредством планетарного зубчатого м. и зубчатой пары *2–1* с ленточным тормозом *3*. Сигналом управления является торможение центрального колеса в планетарной передаче посредством тормоза *4*. При этом движение от солнечного колеса *a* передается водилу *h* и далее через шестерню *2* и зубчатый сектор *1* – ленточному тормозу, развивающему значительно больший тормозной момент по сравнению с моментом на колесе *b*. При выключении тормоза *4* кинематическая цепь разрывается и тормоз *3* размыкается, хотя двигатель *5* может оставаться включенным.



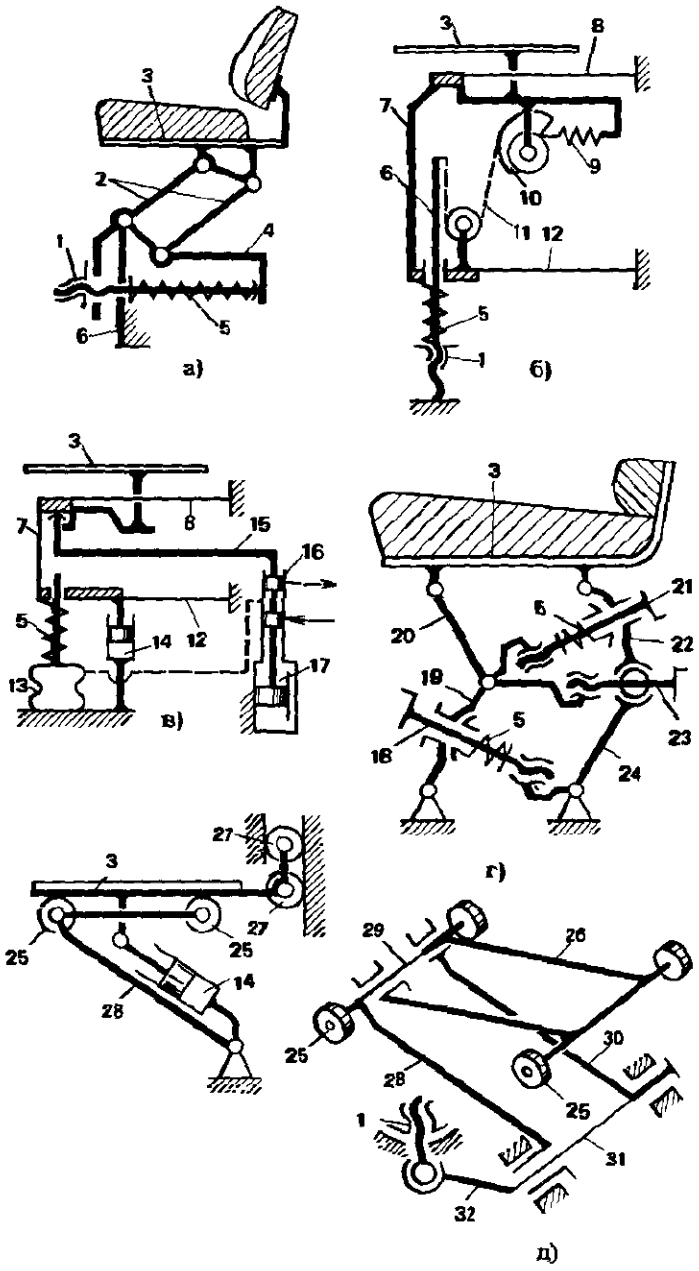
СИГНАЛ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ (СИГНАЛ) (франц. signal, нем. Signal от лат. signum – знак) – определенное значение физической величины (электрического тока, давления жидкости и газа, перемещения твердого тела), которое дает информацию о положении или требуемом изменении положения исполнительного устр. или какого-либо другого твердого тела машины.

СИДЕНЬЯ ПОДВЕСКА – устр. для установки рабочего сиденья с целью удобного расположения и виброзащиты человека.

С. применяют на транспортных, строительных, дорожных, сельскохозяйственных и др. машинах.

В сх. *а* использован двухкоромысловый м. в сочетании с пружиной *5* и регулировочной гайкой *1*. Сиденье жестко связано с шатуном м. Коромысла *2* шарнирно соединены со звеном *4*, которое шарнирно соединено с рамой машины *6*. Между звеном *4*, рамой *6* и одним из коромысел *2* установлена пружина *5*. В зависимости от распределения веса человека на сиденье *3* и в зависимости от колебаний рамы машины коромысла *2* наклоняются и взаимодействуют со звеном *4* и пружиной *5*.

В сх. *б* и *в* сиденье *3* подвешено на листовых пружинах *8* и *12*, соединенных между собой звеном *7*. Для обеспечения требуемой характеристики жесткости в сх. *б* применен кулачок *10* в сочетании с пружиной *9*, гибкой связью *11* и пружиной *5*. Пружина *5* поджата регулировочной гайкой *1*. Гибкая связь одним концом присоединена к раме машины *6*.



При нагружении сиденья оно опускается, сжимая пружину 5, и через гибкую связь поворачивает кулачок *10*, растягивая пружину *9*.

В сх. *в* сиденье установлено на пружине 5, последовательно соединенной с пневмобаллоном *13*. Параллельно установлен демпфер *14*. Воздух подается в пневмобаллон или отводится из него в зависимости от положения сиденья. Управление производится посредством пневмораспределителя *16*, соединенного с гидрозамедлителем *17* и приводимого в движение от сиденья через звено *15*.

В сх. *г* звенья подвески образуют два шарнирных четырехзвенных м. с общим звеном *23*. Наклонные звенья *20*, *22*, *19* и *24* имеют одинаковую длину. В сх. предусмотрено регулирование длины общего звена *23* с помощью винтовой пары. Звенья *22* и *19* поджаты пружинами 5, воспринимающими вес сиденья и оператора и регулируемыми посредством винтов *21* и *18*.

Вращением винтов *23*, *21* и *18* перемещают сиденье по вертикали, горизонтали и изменяют его первоначальный наклон.

В сх. *д* подвеска торсионная. Она обеспечивает регулирование и перемещение сиденья только по вертикали. Сиденье *3* установлено на каретке с роликами *27* и перемещается вдоль направляющих. Опирается сиденье на ролики *25*, установленные на раме *26*. Рама установлена на рычагах *28* и *30*, причем соединена с рычагом *28* торсионом *29*, а рычаг *30* соединен со стойкой торсионом *31*. Закручивание торсиона *31* может регулироваться поворотом рычага *32* с помощью винтового м. *1*.

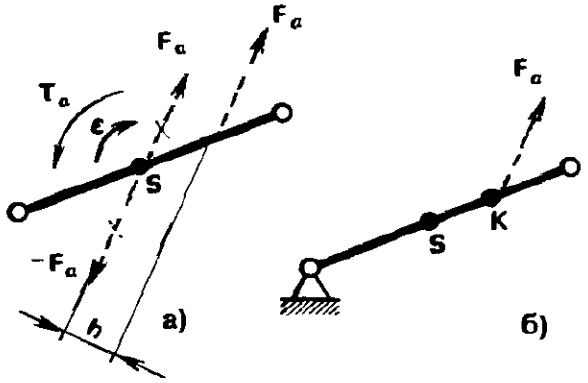
Между сиденьем и стойкой установлен демпфер *14*. Торсионная подвеска обеспечивает смягчение ударов, а демпфер гасит колебания сиденья.

СИЛА – векторная величина, являющаяся мерой механического действия одного материального тела на другое. Обозначают С. буквой $\bar{F}$ и измеряют в ньютонах (Н), килоньютонах (кН), меганьютонах (МН) и т. д. Сила, действующая на какую-либо материальную т. механической системы со стороны тел, не принадлежащих рассматриваемой механической системе, наз. внешней силой. Сила, действующая на какую-либо материальную т. механической системы со стороны других материальных т., принадлежащих рассматриваемой механической системе, наз. внутренней силой.

СИЛА ИНЕРЦИИ – векторная величина, модуль которой равен произведению массы материальной т. на модуль ее ускорения и направленная противоположно этому ускорению.

При анализе м. С. условно прикладывают к центру масс звена.

С. звена плоского м. (сх. *а*) характеризуется в общем случае главным вектором С. (сокращенно – сила инерции)



$\bar{F}_a$ и главным моментом С. (сокращенно – момент сил инерции) $\bar{T}_a$: $\bar{F}_a = -m\bar{a}_S$; $\bar{T}_a = -J_S\bar{\varepsilon}$, где m – масса звена; $\bar{a}_S$ – ускорение центра масс; $\bar{\varepsilon}$ – угловое ускорение; J_S – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения.

Силу $\bar{F}_a$ и момент $\bar{T}_a$ можно заменить одной силой, которая должна быть смещена параллельно себе на величину $h = T_a/F_a$. При этом момент $\bar{T}_a$ заменяют парой сил, из которых одна равна и противоположна $\bar{F}_a$, а другая равна, параллельна ей и отстоит от нее на плечо h. Противоположно направленные силы взаимно уравновешиваются, остается одна сила $\bar{F}_a$.

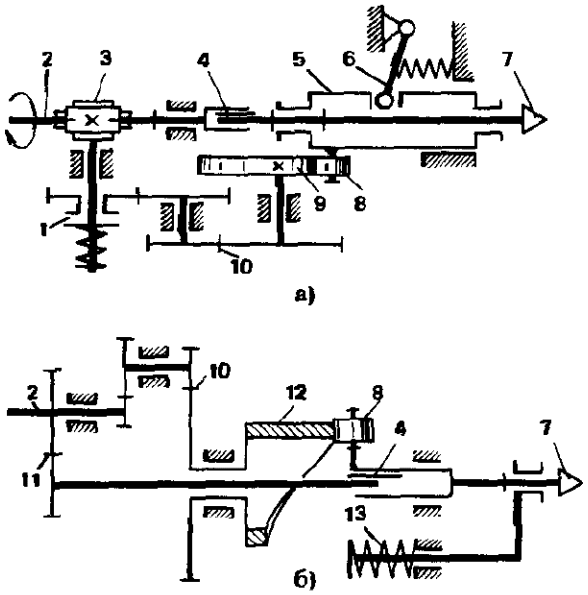
При вращательном движении (сх. *б*) т. *К*, через которую проходит упомянутая сила, называют т. качания.

СИЛА ТЯЖЕСТИ – равнодействующая силы тяготения тела (материальной точки) к земле и центробежной силы инерции, обусловленной вращением земли.

С. определяют как $m\bar{g}$, где m – масса тела; $\bar{g}$ – ускорение свободного падения.

СИЛОВАЯ ГОЛОВКА (авт.) – устр. агрегатного станка, сообщающее режущему инструменту главное движение и движение подачи.

От ведущего вала *2* сообщаются шпинделю *7* два движения: вращение (главное движение) и подача (осевое перемещение). Вращение передается непосредственно через подвижное шлицевое соединение *4* (сх. *а*) или через зубчатую пару *11* (сх. *б*) и подвижное шлицевое соединение *4*. Подача осуществляется через червячную передачу *3* (сх. *а*), предохранительную муфту *1*, зубчатую передачу *10*, плоский кулачок *9* и ролик *8*



пиноли *5*, в которой на подшипниках установлен шпиндель *7*. Силовое замыкание кулачкового м. происходит с помощью подружиненного коромысла *6*.

В сх. *б* подача осуществляется через зубчатый редуктор *10*, цилиндрический кулачок *12* и ролик *8* непосредственно шпинделю *7*. При этом осевое перемещение происходит благодаря относительному повороту кулачка *12* и шпинделя *7*. Ролик прижимается к кулачку пружиной *13*.

СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Трансмиссия*.

СИЛОВОЕ ВОЗБУЖДЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ – возбуждение колебаний приложением вынуждающих сил к одному или большему числу инерционных элементов системы.

СИЛОВОЕ ЗАМЫКАНИЕ – см. *Кулачковый м.*

СИЛОВОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ – см. *Передаточное отношение силовое*.

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ М. – определение действующих в м. сил при заданном движении. Обычно следует определить реакции в кинематических парах и уравновешивающие силы, приложенные к начальному звену.

С. ведут в следующей последовательности. Предварительно раскладывают м. на структурные группы, которые должны

удовлетворять условию кинетостатической определимости: число уравнений кинетостатики должно быть равно числу неизвестных величин, характеризующих реакции в кинематических парах. Далее определяют касательные составляющие реакций в кинематических парах со стороны отсоединенных звеньев, используя при этом уравнение $\sum \bar{M} = 0$. Затем строят план сил – замкнутый векторный контур – и определяют оставшиеся неизвестные величины. С. ведут последовательно, переходя от структурных групп с заданными внешними силами к структурным группам или звеньям, для которых следует определить внешние силы.

Например, для сх. *а* заданы $\bar{F}_a$ и $\bar{F}_C$. Требуется определить момент T_1, приложенный к звену *AB*. Для структурной группы 2–3 (сх. *б*) определяют сумму моментов относительно т. С: $F_{t12} l_{BC} - F_a h = 0$. Откуда $F_{t12} = F_a h / l_{BC}$.

Далее составляют векторное уравнение суммы сил:

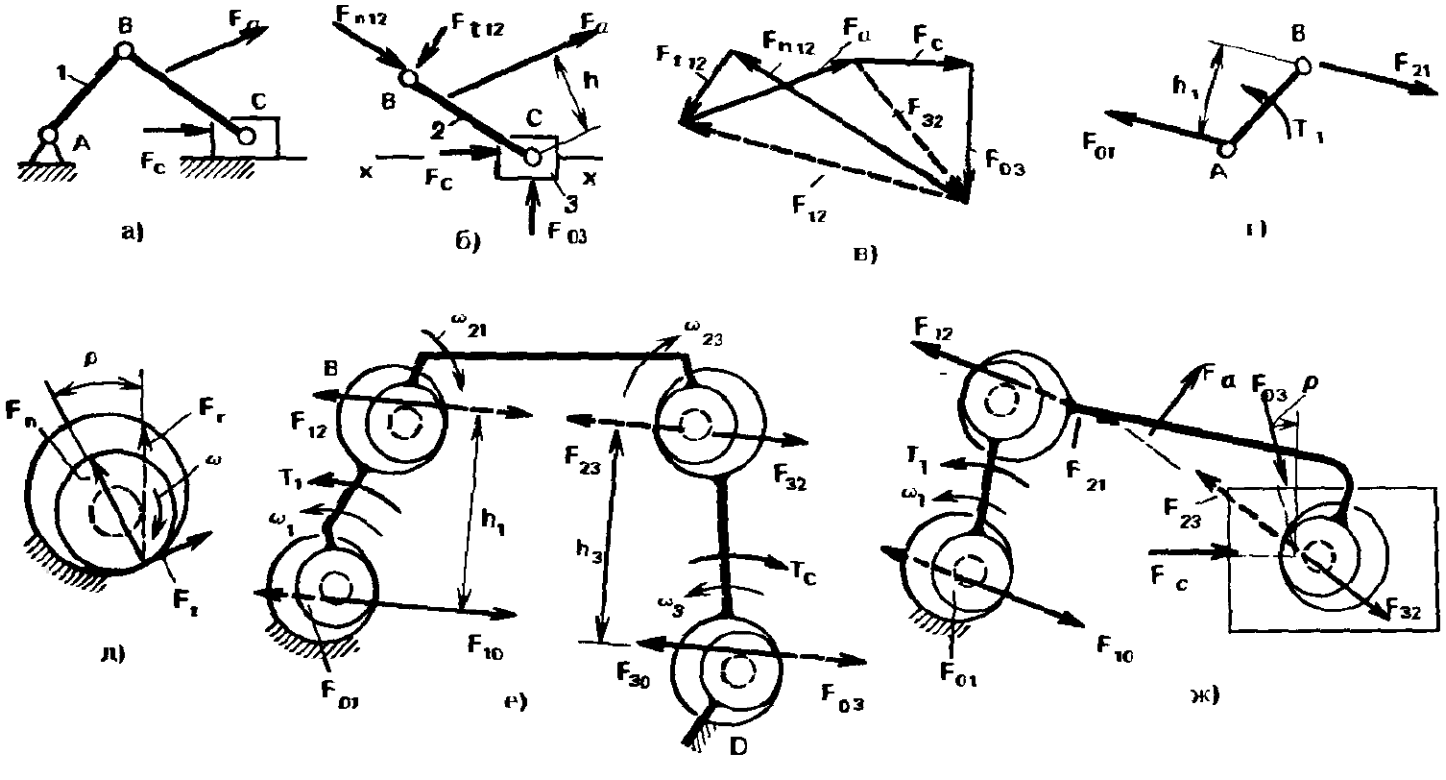
$$\underbrace{\bar{F}_{n12}}_{\parallel AB} + \underline{\underline{\bar{F}_{t12}}} + \underline{\underline{\bar{F}_a}} + \underline{\underline{\bar{F}_C}} + \underbrace{\bar{F}_{03}}_{\perp xx} = 0$$

(подчеркнуты одной чертой силы, известные по направлению, двумя чертами – по величине и направлению).

Последовательно строят в масштабе известные силы (сх. *в*), а неизвестными замыкают план сил. Очевидно, что $\bar{F}_{03}$ направлена вниз, а $\bar{F}_{n12}$ – от *C* к *B*. Геометрическая сумма сил $\bar{F}_{n12}$ и $\bar{F}_{t12}$ равна $\bar{F}_{12}$, а $\bar{F}_{21} = -\bar{F}_{12}$. Силу $\bar{F}_{32}$ определяют как сумму $\bar{F}_{03} + \bar{F}_C$, причем $\bar{F}_{32} = -\bar{F}_{23}$.

Далее рассматривают равновесие начального звена (сх. *г*): $\bar{F}_{21} = -\bar{F}_{01}$ и $T_1 = -F_{21} h_1$.

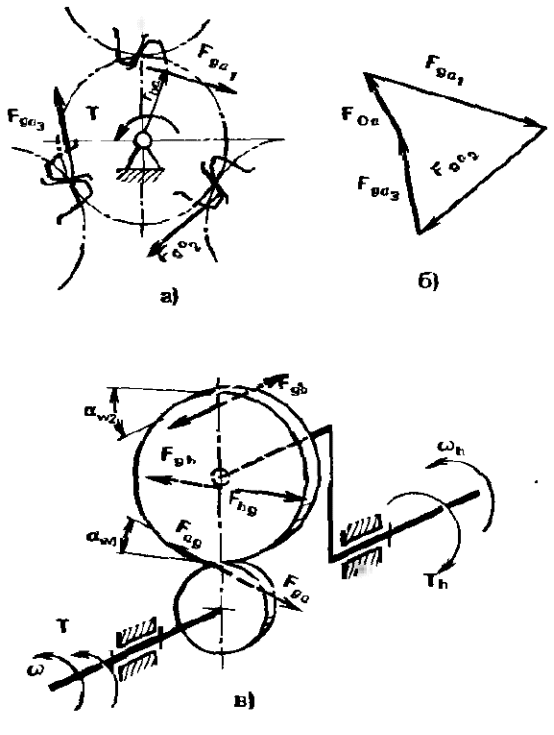
При учете сил трения определяют направления относительной угловой скорости: $\bar{\omega}_{12}$ – звена *1* относительно звена *2*, $\bar{\omega}_{21}$ – звена *2* относительно звена *3* и т. д. Реакция $\bar{F}_r$ (сх. *д*) смещается таким образом, что касается круга трения и создает момент трения навстречу $\bar{\omega}$. $\bar{F}_r$ отклоняется от нормали к поверхностям шарнира в т. контакта на угол ρ и представляет собой геометрическую сумму нормальной $\bar{F}_n$ и касательной $\bar{F}_t$ составляющих (см. *Трение*). Реакция $\bar{F}_{21}$ должна создавать момент навстречу $\bar{\omega}_{12}$ и т. д. Для примера на сх. *е* $\bar{F}_{12}$ и $\bar{F}_{32}$ направлены по одной линии в разные стороны, так как на звено *BC* не действуют другие силы. Реакции $\bar{F}_{01}$ и $\bar{F}_{03}$ параллельны $\bar{F}_{21}$ и $\bar{F}_{23}$, так как $T_1 = -F_{21} h_1$, $T_3 = -F_{23} h_3$. При наличии внешних сил, например, представленных



на сх. *а*, определяют сначала реакции без учета сил трения, затем определяют моменты трения в шарнирах и силы трения в поступательных парах. Например, $F_{t03} = f_{03}F_{n03}$; $T_{32} = f_{32}rF_{32}$, где f_{03} – коэффициент трения в паре $0-3$; r – радиус цапфы шарнира $3-2$. Далее определяют реакции из уравнений равновесия с учетом указанных величин. В результате получают реакции, несколько отличные от первоначальных. Уточняют силы трения. Расчет повторяют до тех пор, пока при каждом последующем цикле расчета реакции будут изменяться незначительно. Направления сил, полученных таким образом для данного примера, даны на сх. *ж*. Силы $\bar{F}_{03}$, $\bar{F}_{23}$, $\bar{F}_C$, действующие на ползун, пересекаются в одной т. Также в одной г. пересекаются силы $\bar{F}_a$, $\bar{F}_{12}$ и $\bar{F}_{32}$, так как под действием указанных сил звенья находятся в равновесии.

СИЛЫ В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – силы, характеризующие взаимодействие нескольких зубчатых колес-сателлитов с центральными зубчатыми колесами передачи и водилом.

С. определяют в соответствии со сх. *а* и *в*. На сх. *а* центральное колесо зацепляется с тремя сателлитами. Момент $\bar{T}$ на центральном колесе уравновешивается силами $\bar{F}_{ga_1}$, $\bar{F}_{ga_2}$, $\bar{F}_{ga_3}$ в зацеплениях, т. е. $F_{ga_1}r_{ba} + F_{ga_2}r_{ba} + F_{ga_3}r_{ba} = T$, где r_{ba} – радиус основной окружности



центрального колеса. Если предположить, что силы в зацеплениях одинаковы, то $F_{ga} = \frac{T}{r_{ba}n_w}$, где n_w – число сателлитов. В действительности из-за неточностей изготовления и возникающего из-за этого различия зазоров в зацеплении нагрузка распределяется неравномерно (см. план сил на сх. *б*). Равновесие при этом не нарушается из-за реакции в центральной опоре $\bar{F}_{0a}$ (сх. *б*). Так как приведенные силы не могут быть однозначно определены с помощью уравнений статики, то получается статически неопределимая система. В такой системе величины сил в зацеплениях могут существенно различаться. Чтобы систему сделать статически определимой, достаточно в данном примере исключить опору – сделать центральное колесо «плавающим». Равенство сил при этом будет обеспечено только в трехсателлитной передаче. При числе сателлитов больше трех можно уменьшить неравномерность за счет этого, но исключить полностью нельзя. Вышеизложенное касалось статического распределения сил. Наличие сил инерции при вращении звеньев также приводит к неравномерности распределения нагрузки. Указанную неравномерность учитывают коэффициентом неравномерности $K_н$ – отношением максимальной силы в зацеплении к средней силе, определяемой зависимостью: $K_н = \frac{F_{ga\,max}}{F_{ga}}$. $K_н$ принимают в зависимости от точности изготовления и мероприятий по выравниванию нагрузки. При 7-й степени точности и «плавающем» центральном колесе в трехсателлитной передаче $K_н = 1{,}1 \div 1{,}15$; при тех же условиях, но при расположении центральных звеньев в опорах $K_н = 1{,}35 \div 1{,}5$. Нагрузки на подшипники сателлитов и оси водила определяют в соответствии со сх. *в*. Одновенцовый сателлит момента не передает и находится в равновесии под действием сил $\bar{F}_{bg}$, $\bar{F}_{ag}$, $\bar{F}_{hg}$ со стороны

центральных колес b, a и водила h (сх. *в*). Силу $\bar{F}_{hg}$ можно определить, решив векторное уравнение $\bar{F}_{ag} + \bar{F}_{bg} + \bar{F}_{hg} = 0$ или из равенства проекций на горизонтальную ось: $F_{ag}\cos\alpha_{w1} + F_{bg}\cos\alpha_{w2} + F_{hg} = 0$. Если полагать, что углы зацеплений α_{w1} и α_{w2} примерно одинаковы, а также, что моменты сил F_{ag} и F_{bg} относительно оси сателлита равны по величине и противоположно направлены, то получим $F_{hg} = -2F_{ag}\cos\alpha_{w1}$. При этом надо учитывать также $K_н$.

СИНТЕЗ М. – проектирование схемы м. по заданным его свойствам.

С. включает в себя выбор структурной сх. и определение постоянных параметров выбранной сх. м. по заданным его свойствам. Различают: кинематический С. – определение параметров кинематической сх. м. по заданным его кинематическим свойствам, динамический С. – проектирование кинематической сх. с определением параметров, характеризующих распределение масс звеньев.

СИНТЕЗ М. ПО ЧЕБЫШЕВУ – синтез м. по методу наилучшего равномерного приближения функций.

СИНУСНЫЙ М. – устр. для воспроизведения функции положения м. в виде синуса угла поворота входного звена.

С. выполняют в виде кривошипно-ползунного м. (сх. *а*), цилиндрического пространственного кулачкового м. (сх. *б*), плоского кулачкового м. (сх. *в* и *г*) и фрикционной передачи со сферическим звеном (сх. *д*).

В сх. *а* при повороте кривошипа *1*, взаимодействующего через шатун *3* с ползуном *2*, реализуется функция положения ползуна *2*: $x = r\sin\psi$, где ψ – обобщенная координата (угол поворота) входного звена.

В сх. *б* плоское наклонное сечение цилиндра позволяет получать зависимость $y = r\,\mathrm{tg}\,\beta\sin\psi$, где β – угол наклона плоского сечения.

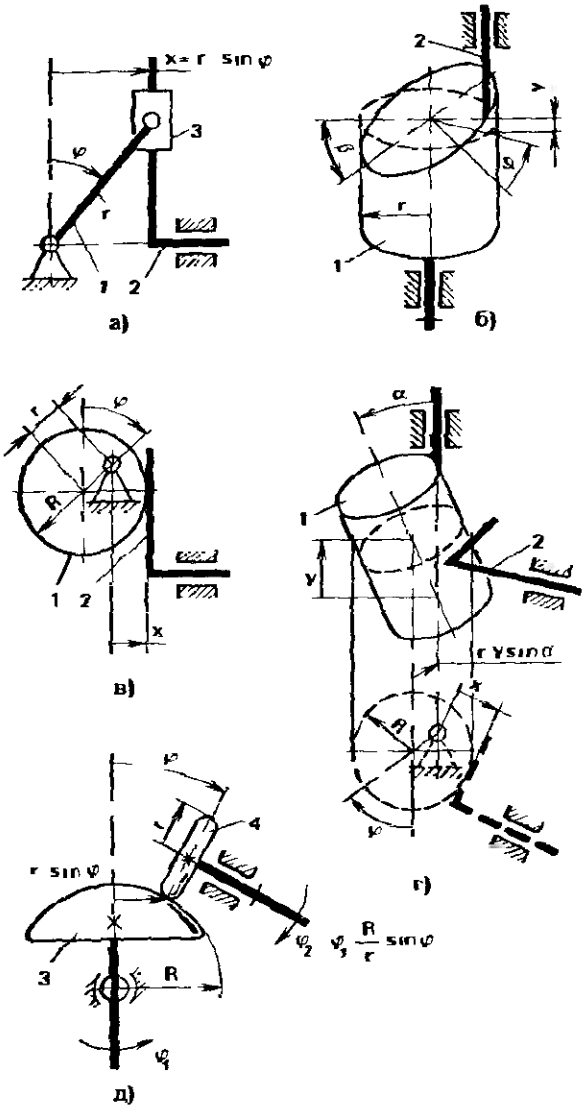
В сх. *в* эксцентрик *1* радиусом R с эксцентриситетом r перемещает плоский толкатель *2*. При этом воспроизводится функция $x = R - r\sin\psi$.

В сх. *г* эксцентрик *1* имеет регулируемый эксцентриситет $r = y\sin\psi$.

Регулирование эксцентриситета обеспечивается перемещением эллиптического цилиндра *1* на величину y.

Сечение цилиндра в плоскости взаимодействия с толкателем *2* имеет форму окружности, т. е. сх. взаимодействия эквивалентна сх. *в*. Соответственно получается функция $x = R - r\sin\psi$, где r – регулируемая величина.

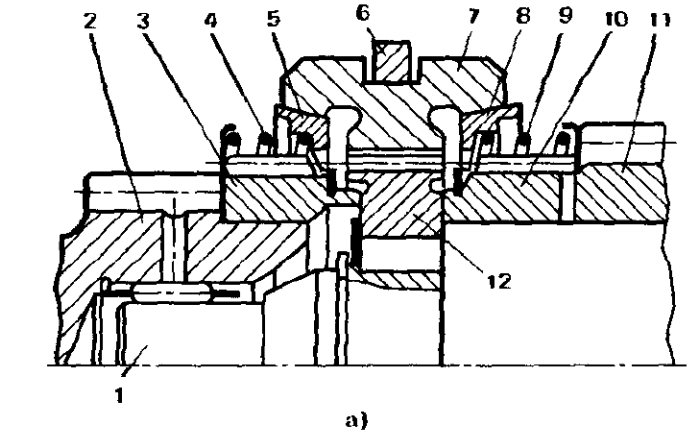
В сх. *д* ролик *4* взаимодействует со сферическим звеном *3*. Положение ролика *4*, определяемое углом поворота ψ_2, пропорционально углу поворота ψ_1 и зависит от положения оси звена *3*. Эта зависимость имеет вид $\psi_2 = \psi_1\dfrac{R\sin\psi}{r}$, где R и r – радиусы взаимодействующих звеньев.



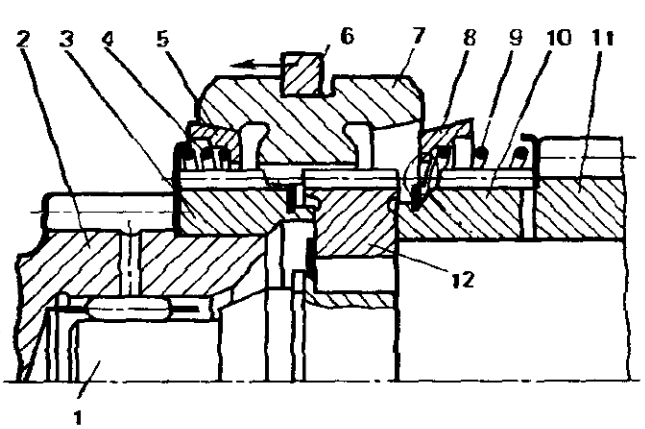
СИНХРОНИЗАТОР (от греч. synchronos – одновременный) – устр. для безударного и бесшумного переключения с одного режима на другой коробки передач. Действие С. основано на предварительном уравнивании угловых скоростей соединяемых деталей.

На сх. *а* зубчатые колеса *2* и *11* вращаются с разными скоростями. С колесом *2* жестко соединен шлицевой венец *3*, а с колесом *1* – шлицевой венец *10*. Деталь *12*, имеющая на наружной поверхности шлицы, жестко соединена с валом *1*. На ней установлена скользящая муфта *7*. С помощью вилки переключения *6* муфту можно сдвинуть влево или вправо и соединить тем самым вал *1* с зубчатым колесом *3* и *11*.

На сх. *б* показано соединение муфты *7* со шлицевым венцом *3*. В начале перемещения муфты она вступает в контакт с фрикционным синхронизирующим конусом *5*. Пружина *4* сжимается, а шлицы конуса *5* сцепляются со шлицами венца *3*. По мере перемещения муфты влево и сжатия пружины увеличивается сила прижатия звеньев *5* и *6*, уменьшается скорость их относительного проскальзывания. Практически при равенстве скоростей шлицы муфты *7* сцепляются со шлицами венца *3*. Происходит передача движения между звеньями *2* и *1* через промежуточные детали *3*, *7* и *12*. Вилка *6* удерживается в таком положении фиксатором м. переключения.



а)



б)

При перемещении муфты вправо она взаимодействует с синхронизирующим конусом *8*, сжимает пружину *9* и соединяется с венцом *10*. Такое соединение обеспечивает передачу движения от колеса *11* валу *1*.

СИНХРОННАЯ ПЕРЕДАЧА – см. *Сельсин в м.*

СИСТЕМА ЗАМЕЩАЮЩИХ МАСС – см. *Замещающих масс система.*

СИСТЕМА ОТСЧЕТА – система координат, связанная с твердым телом (телами), по отношению к которому определяется положение других тел (или механических систем) в разные моменты времени.

С., по отношению к которой изолированная материальная т. находится в покое или движется параллельно и равномерно, наз. инерциальной системой отсчета. С., не обладающая этим свойством, наз. неинерциальной системой отсчета.

При рассмотрении движения точек или тел одновременно по отношению к нескольким системам отсчета ту из систем, относительно которой определяется движение всех остальных, наз. основной системой отсчета.

С., движущаяся по отношению к основной системе отсчета, наз. подвижной.

СИСТЕМА СИЛ – любая совокупность сил, действующих на механическую систему.

С. наз. уравновешенной, если будучи приложенной к свободному твердому телу, находящемуся в покое, она не выводит это тело из данного состояния.

С., которая вместе с заданной другой системой сил составляет уравновешенную систему сил, наз. уравновешивающей.

Две или несколько систем сил, имеющие одну и ту же уравновешивающую систему сил, наз. эквивалентными системами сил.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИН (СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ) – система, обеспечивающая согласованность перемещений всех исполнительных устр. в соответствии с заданной программой машины.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ ПО ВРЕМЕНИ – система управления машины, обеспечивающая требуемую согласованность всех исполнительных устр. в зависимости от времени.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНЫ ПО ПУТИ – система управления машины, обеспечивающая требуемую согласованность всех исполнительных устр. в зависимости от их положений.

СКАНИРУЮЩИЙ М. (от англ. scan – поле зрения, развертка, расположение изображения) – устр. для управляемого пространственного перемещения луча или пучка лучей. С. представляет собой обычно кулачковый м. для поворота зеркала *3*. На сх. *а*, *б*, *в* – С. для поворота зеркала относительно одной оси, на сх. *г* – для поворота относительно двух осей *x* и *y*, а на сх. *д* – для поворота двух оптических элементов *3* и *14*.

На сх. *а*–*г* обозначения: *1* – неподвижный кулачок; *2* – ролик; *3*, *14* – оптические элементы; *4* – пружина; *5* – кулиса; *6* – объектив; *7*, *13* – двигатели; *8* – фотоприемник; *9*, *10*, *12* – подвижные кулачки; *11* – поворотная рамка; *15* – толкатель; *16* – пространственный кулачок.

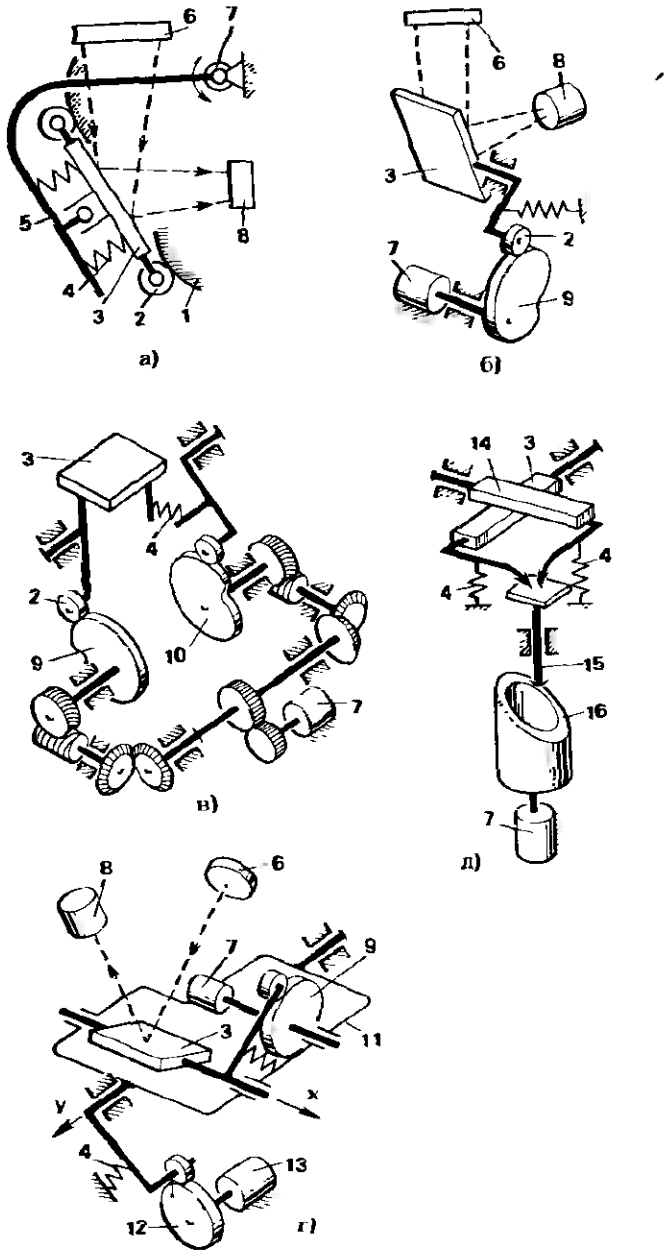
В сх. *а* кулису поворачивают с помощью двигателя *7*. Ролики *2*, обкатываясь по кулачкам *1*, ориентируют зеркало *3*, в соответствии с профилем кулачков. Зеркало соединено с кулисой двухподвижной парой и прижато к кулачкам пружинами *4*.

В сх. *б* – привод в виде кулачкового м. с качающимся коромыслом, непосредственно соединенным с зеркалом *3*.

В сх. *в* привод осуществляется от двигателя *7*. Кинематическая цепь выполнена в виде разветвленной зубчатой передачи с двумя кулачковыми м. Параллельная работа кулачковых м. обеспечивает необходимую точность поворота зеркала *3*. Зазоры в замкнутой кинематической цепи выбираются с помощью пружины *4*.

В сх. *г* зеркало *3* поворачивается относительно оси двигателем *7* через кулачковый м. *9*, а рамка *11* вместе с приводом и зеркалом *3* поворачивается двигателем *13* через кулачковый м. *12*.

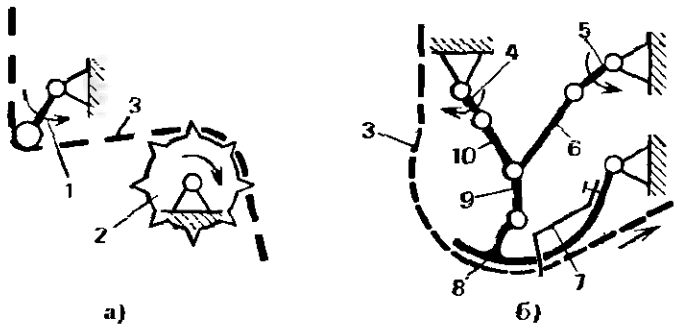
В сх. *д* движение от двигателя передается цилиндрическому кулачку *16* и далее толкателю *15*. К толкателю *15* прижаты с помощью пружин *4* качаю-



щиеся коромысла, на которых укреплены зеркала *3* и *14*. Перемещение толкателя приводит к одновременному повороту обоих зеркал.

СКАЧКОВЫЙ М. – устр. для периодического скачкообразного протягивания участков перфорированной ленты.

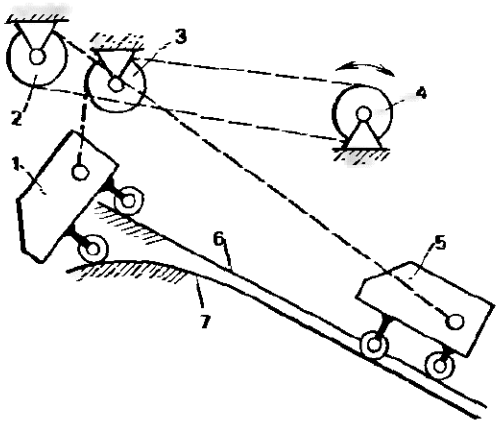
В сх. *а* звездочка *2* зацепляется с перфорированной лентой *3* и, вращаясь, обеспечивает ее непрерывную подачу. Кулачковый валик *1* вращается в противоположную сторону в 8 раз быстрее звездочки. Во время контакта валика с лентой конец ленты *3* резко перемещается. Во время холостой части оборота валика он стоит на месте, а звездочка лишь успевает подтянуть провисшую часть ленты.



В сх. *б* применен шарнирный м. с двумя ведущими кривошипами *4* и *5*. Кривошип *4* вращается в 4 раза быстрее кривошипа 5. Кривошипы соединены между собой двумя шатунами *10* и *6*, образуя тем самым вместе со стойкой пятизвенный м. К этому м. присоединена структурная группа II класса из звеньев *9* и *8*. Звено *8* имеет форму, обеспечивающую плавное прилегание его к перфорированной ленте. Отсутствие проскальзывания ленты в периоды ее контакта со звеном *8* обеспечивает упругий зацепляющий элемент *7*.

СКИПОВОГО ПОДЪЕМНИКА М. – устр. для перемещения по наклонным рельсам и опрокидывания емкости с материалом в конце хода.

Две емкости (*1* и *5*) присоединены к концам каната, огибающего блок *3*, канатоведущий шкив *4* и блок *2*. Емкости установлены на рельсах *7* и *6*. В то время как одна из емкостей (5) находится внизу, вторая емкость благодаря

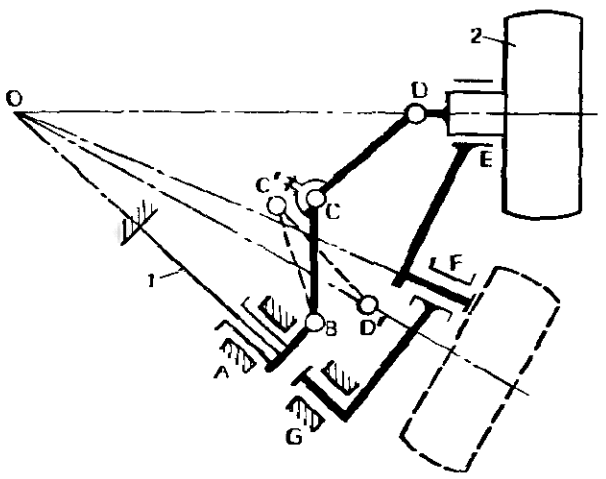


форме рельса *7* опрокидывается и разгружается. Затем емкость *1* перемещается вниз, а емкость *5* – вверх.

СКЛАДЫВАЮЩАЯСЯ ПОДВЕСКА МОТОР-КОЛЕСА – устр., содержащее направляющие и упругие элементы, связывающие мотор-колесо с рамой машины и выполненные с возможностью изменения в нерабочем состоянии положения мотор-колеса в сторону уменьшения габаритных размеров машины.

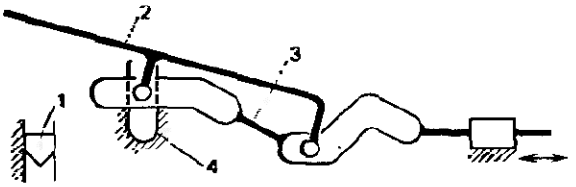
Мотор-колесо *2* соединено через звенья *DC*, *CB*, *AB* и упругое звено-торсион *1* с рамой машины. Шарниры *B*, *C*, *D* имеют оси вращения, перпендикулярные плоскости *DAO*. Кроме того, мотор-колесо соединено с рамой через звенья *EF*, *FG*, имеющие шарниры *E*, *F* и *G*, оси которых сходятся в одной т. *O*. Через эту же точку проходит ось шарнира *A*, причем оси шарниров *A* и *G* совпадают.

В целом данный м. – пространственный и представляет собой соединение сферической и плоской кинематических цепей.



В нерабочем состоянии подвеску колеса складывают, как показано штриховыми линиями: т. *C* перемещается в т. *C'*, а т. *D* – в т. *D'*. При переводе в рабочее состояние в шарнире *C* срабатывает замок, который жестко соединяет звенья *CB* и *CD*. М. после этого работает как подвеска колеса, связанная с рамой торсионом.

СКОБОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ М. – устр. для нажатия на скобу при сшивке двух элементов.



Звено *2*, приводимое в движение ползуном *3*, нажимает на скобу *1*. Звено *2* совершает сложное движение благодаря его взаимодействию со звеном *3* и стойкой *4*. Профиль пазов на ползуне *3* соответствует заданному закону перемещения звена *2*.

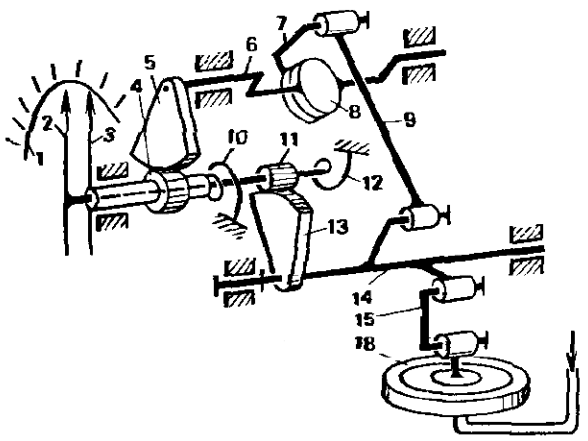
СКОЛЬЖЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ – см. *Геометрическое скольжение*.

СКОЛЬЖЕНИЕ УПРУГОЕ – см. *Упругое скольжение*.

СКОЛЬЖЕНИЯ ТРЕНИЕ – см. *Трение*.

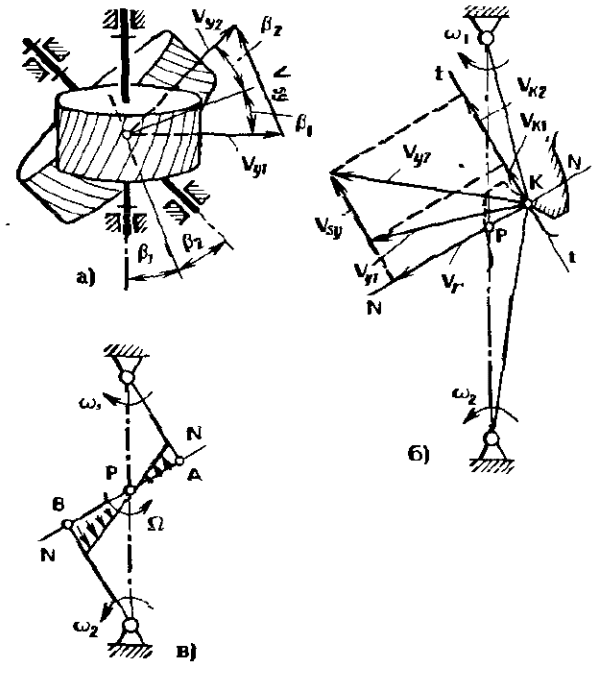
СКОРОСТИ ПОЛЕТА УКАЗАТЕЛЬ – прибор для измерения скорости полета самолета. Принцип действия основан на измерении динамического давления встречного потока воздуха. В приборе вводится поправка на изменение плотности воздуха. Учет скорости ветра позволяет при этом определить скорость самолета относительно земли.

Давление встречного потока воздуха замеряется с помощью манометрической коробки *16*. Ее деформация передается через тягу *15* на вал *14*, далее через зубчатый сектор *13*, триб *11* на стрелку *2*. Стрелка *2* указывает скорость на шкале *1* без учета изменения статического давления воздуха. Поправка на это изменение вводится анероидной коробкой *8*. Изменение давления приводит к изменению плеча воздействия тяги *9* на звено *6*, обусловленное взаимодействием звена *7* и анероидной коробки *8*. Поворот звена *6* через сектор *5* и триб *4* передается стрелке *3*. Упругое сопротивление на валиках стрелок *3* и *2* создают соответственно спиральные пружины *10* и *12*.



СКОРОСТЬ СКОЛЬЖЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ТОЧЕК ПОВЕРХНОСТЕЙ (ПРОФИЛЕЙ) ЗУБЬЕВ – относительная скорость контактных точек поверхностей (профилей) взаимодействующих зубьев зубчатых колес.

С. лежит в плоскости, касательной к поверхности зубьев и проходящей через общую точку контакта. С. может быть определена геометрическим суммированием окружных скоростей $\bar{v}_{y1}$ и $\bar{v}_{y2}$. Для пространственного зацепления (сх. *а*) составляющая С. вдоль зуба $v_{sy} = v_{y1} \sin\beta_1 + v_{y2} \sin\beta_2$, где β_1 и β_2 – углы наклона зубьев.



В нормальной плоскости пространственного зацепления, а также в плоском зацеплении С. определяется, как показано на сх. *б*; $\bar{v}_{K_1}$ и $\bar{v}_{K_2}$ – скорости контактных точек; $\bar{v}_{sy} = \bar{v}_{K_2} - \bar{v}_{K_1}$ для внешнего зацепления. С. может быть определена также через угловую скорость $\bar{\Omega}$ относительного вращения звеньев вокруг полюса Р. При этом $v_K = \Omega PK$, где $\bar{\Omega} = \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_1$; PK – расстояние от т. P до т. K. С учетом направления движения звеньев: для внешнего зацепления $\Omega = \omega_2 + \omega_1$ (угловые скорости направлены навстречу друг другу), для внутреннего зацепления $\Omega = \omega_2 - \omega_1$ (угловые скорости направлены в одну сторону). График изменения скорости v_K для внешнего зацепления дан на сх. *в*. Наибольшая v_K на границах линии зацепления AB. В полюсе зацепления $v_K = 0$.

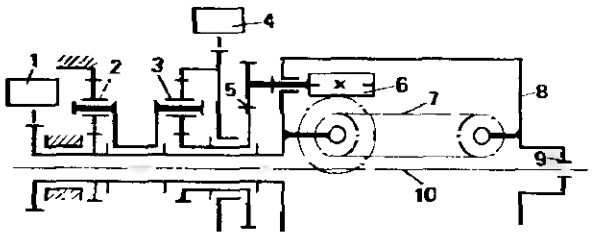
СКОРОСТЬ ТОЧКИ – кинематическая мера движения точки, равная производной по времени t от радиуса-вектора $\bar{r}$ этой точки в рассматриваемой системе отсчета: $\bar{v} = d\bar{r}/dt$.

С. в абсолютном движении наз. абсолютной скоростью точки. С. в относительном движении наз. относительной скоростью точки.

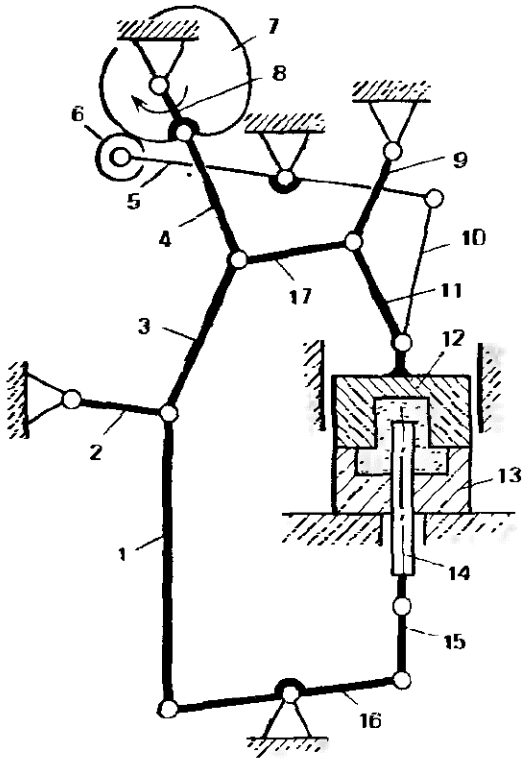
При сложном движении точки скорость той, неизменно связанной с подвижной системой отсчета точки пространства, с которой в данный момент времени совпадает движущаяся точка, наз. переносной скоростью точки. Проекцию вектора скорости на касательную к траектории называют алгебраической скоростью и обозначают v, $v = ds/dt$, где s – перемещение. Измеряют С. в м/с.

СКРУЧИВАНИЯ КАНАТА М. – устр. для поступательного перемещения и закручивания каната.

Канат *10* протягивают посредством протяжного гусеничного м. *7* через обжимное устр. *9*. Протяжной м. *7* имеет три расположенные под углом 120° гусеницы, приводимые через планетарную передачу, составленную из м. *2* и *3*, зубчатую пару *5* и червячную передачу *6*. Протяжные м. совершают вместе с барабаном *8* вращательное движение от двигателя *1*. Протягивание и вращение обеспечивает скручивание каната. Протягивание представляет собой результат суммирования в планетарной передаче двух движений – от двигателя *4* и двигателя *1* (см. *Суммирующий м.*)



СЛЕДЯЩЕГО ЗАЖИМА М. (металлург.) – устр. механического пресса, обеспечивающее смыкание матриц и прижатие их, усиливающееся по мере увеличения силы деформирования заготовки пуансоном.



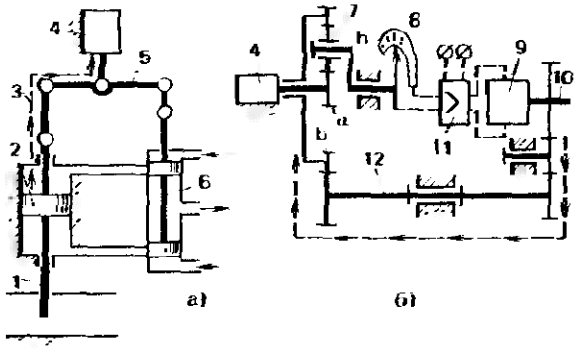
От кривошипа *8*, жестко соединенного с кулачком *7*, приводятся в движение пуансон *14* и верхняя матрица *12*. Верхняя матрица поднимается и опускается кулачковым м. Кулачок *7* вращается и, воздействуя на ролик *6*, поворачивает рычаг *5*. Рычаг *5* через шатун *10* передает движение ползуну – матрице *12*.

Рычажный м., выделенный на сх. жирными линиями, прижимает матрицу *12* к матрице *13* и сообщает движение

пуансону *14*. Этот м. имеет две степени свободы и только при заданном движении или при остановке матрицы *12* движение его звеньев становится определенным. М. – двенадцатизвенный разветвленный, каждая ветвь его составлена из последовательно соединенных структурных групп II класса.

При повороте кривошипа, когда матрица *12* уже опущена, звенья 9 и *11* относительно неподвижны. Движение через звенья *4*, *17*, *3*, *2*, *1*, *16* и *15* передается пуансону *14*. Увеличение сопротивления движению пуансона со стороны заготовки приводит к возрастанию реакций в шарнирах звеньев всей кинематической цепи, в том числе и в шарнирах звена *17*. Звено *17* воздействует на звенья 9 и *11*, а те создают распорное усилие, прижимая матрицу тем больше, чем больше усилие, развиваемое пуансоном.

СЛЕДЯЩЕЙ СИСТЕМЫ М. – устр. автоматического регулирования, воспроизводящее на выходе с определенной точностью входное воздействие, изменяющееся по заранее неизвестному закону.



В сх. *а* элемент сравнения *4*, например датчик угловой скорости (см. *Тахометр центробежный*), при отклонении угловой скорости от заданной величины воздействует через рычаг 5 на гидрораспределитель *6*. При этом открывается доступ рабочей жидкости в гидроцилиндр *2* и перемещается шток *1* – исполнительное устр., например заслонка в топливоподводящей системе. Фактическое положение штока *1* через звено *3* корректирует положение рычага и нейтрализует дальнейшее воздействие элемента сравнения на гидрораспределитель *6*. Связь, обозначенную стрелками, наз. обратной связью.

В м. обратная связь осуществляется путем замыкания контура посредством дифференциала. В качестве дифференциала может служить рычаг (сх. *а*), планетарный м. (сх. *б*) и др. устр.

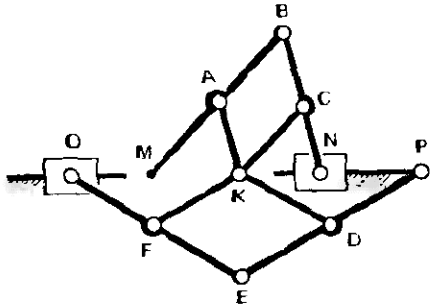
В сх. *б* элемент сравнения сообщает сигнал (отклонение от заданной величины) на центральное колесо *a* планетарного м. 7. При неподвижном центральном колесе *b* водило *h* поворачивается и приводит в действие потенциометр *8*. Далее сигнал преобразуется в усилителе *11* и приводит в действие двигатель 9, вращающий вал исполнительного устр. системы регулирования. Поворот вала *10* через обратную связь в виде зубчатого м. *12* передается на центральное колесо *b*. Колесо *b* поворачивается так, что водило *h* останавливается еще до остановки колеса *a*. Этим обеспечивается быстродействие системы, характеризующейся инерционностью (запаздыванием) связи между регулируемой машиной и элементом сравнения *4*.

С. может иметь несколько замкнутых контуров (несколько обратных связей), а может иметь разомкнутые контуры для компенсации основных возмущающих воздействий.

СЛОЖЕНИЯ ОТРЕЗКОВ М. – м., функция положения которого представляет сумму перемещений входных звеньев.

С. представляет собой шарнирное соединение (в т. *K*) двух м. пропорциональных отрезков (см. сх.).

Шарнирно соединенные звенья одинаковой длины *OE* и *EP* вместе с ромбом *EFKD* образуют м. проектирования т.



на прямую. При этом звено OP делится пополам, т. е. $OK = KP$.

Звенья MB и NB соединены шарнирно и с параллелограммом $AKCB$ образуют м. пропорциональных отрезков. При выполнении условий $AM = AB = KC$, $BC = AK = CN$ получают $MK = KN$.

Из приведенных свойств следует, что $NP + MP = OP$.

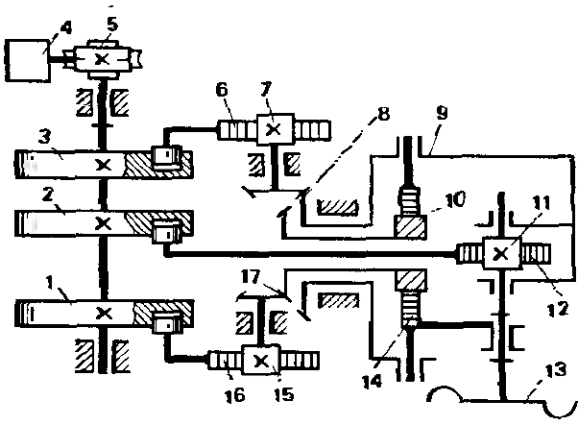
СЛОЖНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТОЧКИ ИЛИ ТЕЛА – движение точки или тела, исследуемое одновременно в основной и подвижной (подвижных) системе отсчета.

СЛУЧАЙНЫЙ ПОИСК В СИНТЕЗЕ М. (МЕТОД МОНТЕ-КАРЛО) – определение выходных параметров синтеза, при котором переход от одной комбинации параметров к другой носит произво́льный характер.

С. предусматривает следующие этапы: произвольный выбор выходных параметров из набора случайных чисел и проверку ограничений; вычисление целевой функции; выбор других случайных значений выходных параметров, проверку ограничений и вычисление целевой функции; сравнение величин целевой функции; повторение этапов до тех пор, пока величина целевой функции не станет равной допустимой величине или практически перестанет уменьшаться.

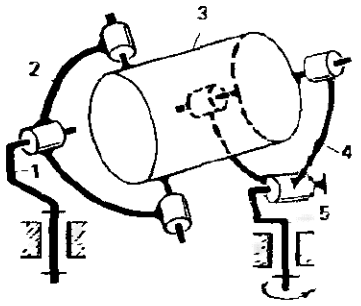
СМЕНЫ ИНСТРУМЕНТА АВТООПЕРАТОР – устр. для захвата инструмента в инструментальном магазине, перемещения его и установки на станке, а также для перемещения инструмента в обратном порядке.

Захватное устр. *13* может совершать три движения по специальной программе. Привод осуществляется от двигателя *4* через червячную передачу *5* на кулачки *1*, *2*, *3*. Кулачок *2* передает движение рейке *12*, взаимодействующей с шестерней *11*, обеспечивая при этом вращение устр. *13*. От кулачка *1* движение передается рейке *16*, вращающей шестерню *15*. От шестерни *15* через коническую передачу *17*, шестерню *10* и рейку *14* передается движение захватному устр. *13*. Захватное устр. *13* перемещается поступательно вдоль оси своего вращения. От кулачка *3* движение передается через рейку *6*, шестерню *7*, коническую передачу *8* корпусу захватного устр. *9*. Корпус *9* поворачивается вокруг оси, перпендикулярной оси вращения захватного устр.



Последовательность перемещений, их совмещение на отдельных участках определяется заданными профилями кулачков.

СМЕСИТЕЛЯ М. (стр.) – устр. для сообщения барабану смесителя сложного пространственного движения.

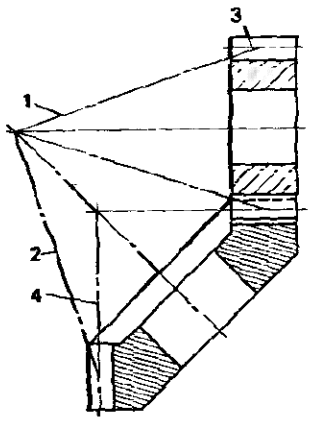


Барабан *3* соединен посредством вилки *2* с коромыслом *1* и посредством вилки *4* с кривошипом *5*. При вращении кривошипа *5* барабан совершает сложное пространственное движение.

В данной сх. использован шестизвенный пространственный м.

СМЕШАННАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА – зубчатая передача с пересекающимися осями, аксоидные поверхности зубчатых колес которой конические, а начальные поверхности – цилиндрическая и коническая – являются однотипными соосными поверхностями.

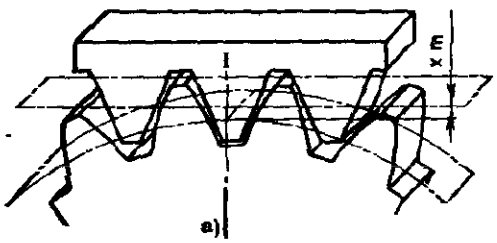
На сх. обозначения: *1* и *2* – аксоидные поверхности; *3* и *4* – начальные

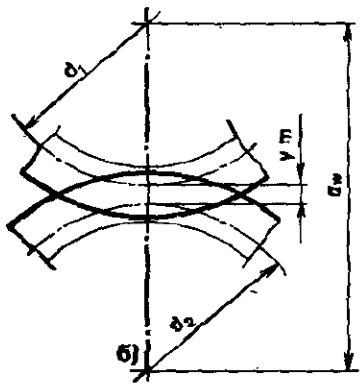


поверхности соответственно шестерни и колеса. Шестерня имеет цилиндрические зубья, а колесо – специальную форму зубьев. Несущая способность С. ниже, чем обычной конической зубчатой передачи.

СМЕЩЕНИЕ ИСХОДНОГО КОНТУРА – расстояние xm по нормали между делительной поверхностью зубчатого колеса и делительной плоскостью теоретической исходной зубчатой рейки при ее беззазорном зацеплении с зубчатым колесом (сх. *а*). При определении С. для колеса с внутренними зубьями зацепление с рейкой невозможно, поэтому его заменяют воображаемым колесом с внешними зубьями и совпадающими боковыми поверхностями.

С. считается положительным, если делительная плоскость рейки не пересекает делительной поверхности зубчатого колеса, и отрицательным, если пересекает ее.





Отношение С. к расчетному модулю m цилиндрического зубчатого колеса называют коэффициентом смещения исходного контура и обозначают x_1 и x_2 соответственно для шестерни и колеса.

С., при уменьшении которого возникнет подрезание зубьев, называют наименьшим смещением исходного контура и обозначают x_{min}. Наименьшее число зубьев, свободное от подрезания при $x = 0$, обозначают z_{min}.

Отношение x_Σ суммы С. колес внешнего зацепления к расчетному модулю наз. коэффициентом суммы смещений, причем $x_\Sigma = x_1 + x_2$.

Отношение x_d разности С. колес внутреннего зацепления к расчетному модулю наз. коэффициентом разности смещений, причем $x_d = x_2 - x_1$.

Разность межосевого расстояния a_w цилиндрической зубчатой передачи со смещением и ее делительного межосевого расстояния $a = \dfrac{d_1 + d_2}{2}$, где d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей соответственно шестерни и колеса при внешнем зацеплении, называют воспринимаемым смещением (сх. *б*), а его отношение к расчетному модулю m – коэффициентом воспринимаемого смещения $y = \dfrac{a_w - a}{m}$.

Разность между суммой или разностью смещений и воспринимаемым смещением называют уравнительным смещением, а его отношение к расчетному модулю – коэффициентом уравнительного смещения Δ_y. Для внешнего зацепления $\Delta y = x_\Sigma - y$.

Коэффициенты С. определяют по блокирующим контурам и уточняют расчетом. При заданном межосевом расстоянии a_w и числах зубьев колес z_1 и z_2 для эвольвентной передачи внешнего зацепления

$$x_\Sigma = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv}\alpha_{tw} - \operatorname{inv}\alpha_t)}{2\operatorname{tg}\alpha},$$

где α – угол профиля нормального исходного контура; $\operatorname{inv}\alpha_t$ и $\operatorname{inv}\alpha_{tw}$ – соответственно эвольвентный угол профиля

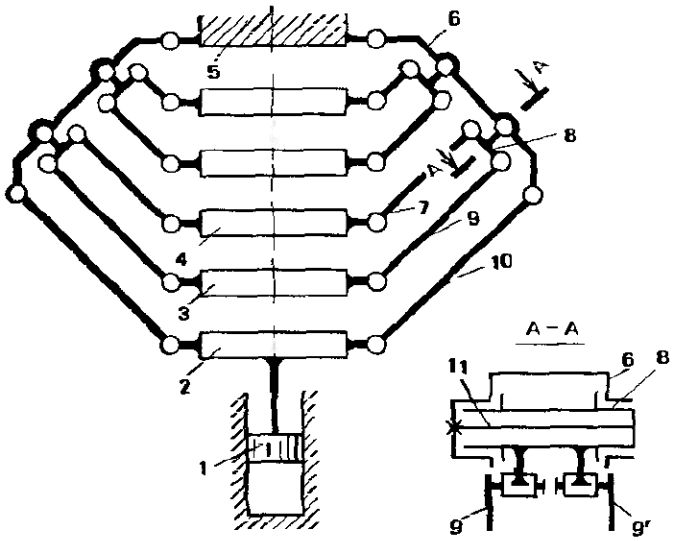
зуба и эвольвентный угол зацепления передачи в торцовом сечении, для прямозубой передачи соответственно inv α и inv α_w – (см. *Эвольвента*).

Причем $\alpha_t = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$, $\alpha_{tw} = \arccos\frac{a\cos\alpha_t}{a_w}$. Здесь $a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2\cos\beta}$ – делительное межосевое расстояние, где β – угол наклона зуба.

СМЫКАНИЯ ПЛИТ М. (деревообр.) – устр. для одновременного сближения плит, формирующих древесно-стружечные изделия.

Плиты *2*, *3*, *4* подвешены к корпусу *5* с помощью м., составленного из коромысел *6*, рычагов *8* и параллельных тяг *10*, *9*, *7*.

Плита *2* – нижняя, она движется поступательно под действием гидроцилиндра *1*. Соединена плита с корпусом звеньями *10* и *6*, которые при ее движении поворачиваются друг относительно друга. Поворот коромысла приводит к перемещению рычагов *8* и тяг *7*, *9*. Плиты *2*, *3* и *4* при этом сближаются до смыкания. Вес рычага, попарно соединенных тяг и плиты воспринимается торсионом *11*, расположенным в шарнире и соединяющим звенья *8* и *6*. Торсион *11* служит также в качестве компенсатора неравномерности нагружения плит. Каждая плита подвешивается на четырех тягах – две в одной плоскости и две в параллельной плоскости (см. тягу *9'*). Симметричная подвеска плит обеспечивает поступательность их перемещения.



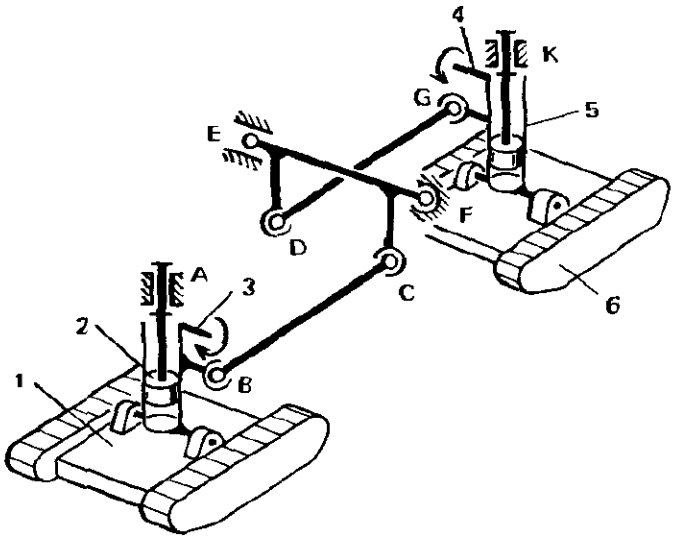
СОБАЧКА – см. *Храповой м.*

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА – частота свободных колебаний системы.

СОБСТВЕННОГО (ЧИСТОГО) ВРАЩЕНИЯ УГОЛ – см. *Эйлера углы.*

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ – колебания системы, совершающиеся с одной или большим числом ее собственных частот.

СОГЛАСОВАННОГО ПОВОРОТА ХОДОВЫХ ТЕЛЕЖЕК М. (автотракт.) – устр., связывающее ходовые тележки транспортного средства и обеспечивающее их поворот в разные стороны с одинаковой угловой скоростью.



Ходовые тележки *1* и *6* связаны с рамой транспортного средства (на сх. принята за стойку) трехподвижными вращательно-поступательными кинематическими соединениями Рама удерживается в горизонтальном положении с помощью гидроцилиндров *2* и *5*. Тележка *1* снабжена приводом поворота вокруг оси шарнира *A*. Тележка *6* снабжена приводом поворота вокруг оси *K*. Выходные звенья приводов обозначены *3* и *4*.

Тележки связаны между собой пространственным м. в виде тяг *BC* и *DG*, соединенных одним концом с тележкой, а другим концом с рычагом *DEFC*, установленным на раме транспортного средства Кинематические пары *B*, *C*, *D*, *G* и *I* – трехподвижные сферические.

Пара *E* – четырехподвижная вращательно-поступательная. Такое решение позволяет исключить в м. избыточные связи. При повороте одной из тележек движение через тягу *BC*, рычаг *DEFC* и тягу *DG* передается другой тележке. Вторая тележка может поворачиваться только в противоположную сторону примерно с той же угловой скоростью.

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ – конструктивное обеспечение соприкосновения деталей для образования из них частей м. и приборов. Различают С. подвижное и неподвижное. Подвижное С. представляет собой кинематическую пару или кинематическое соединение, неподвижное С. – сложную деталь, образованную из простых деталей путем их скрепления. Неподвижное С. выполняют разъемным (см., например, *Болтовое соединение*, *Винтовое соединение*, *Шлицевое соединение*) и неразъемным (см., например, *Заклепочное соединение*, *Сварное соединение*). Первое позволяет разобрать деталь на ее составные части без повреждения элементов С., второе – не допускает такой разборки.

СООСНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – поверхность вращения, ось которой совпадает с осью зубчатого колеса.

СООСНОСТИ УСЛОВИЕ В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – условие, согласно которому межосевые расстояния зубчатых пар планетарной передачи одинаковы, благодаря чему обеспечивается совпадение осей центральных колес и сателлитов.

С. записывают так: $a_{w1} = a_{w2}$, где a_{w1}, a_{w2} – межосевые расстояния соответственно первой и второй зубчатых пар (см. сх. *а*, *б*, *в*).

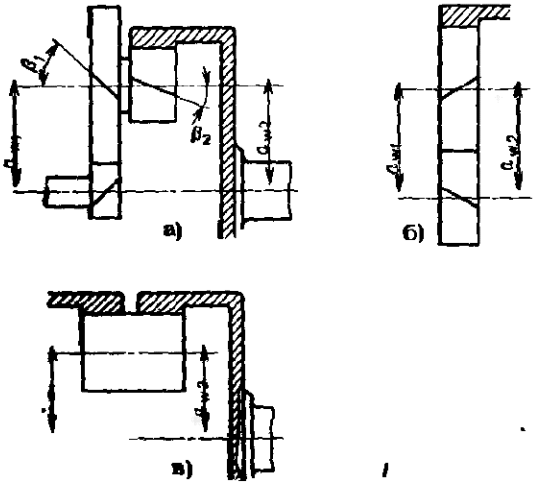
При выполнении этого условия следует учитывать, что внутреннее зацепление практически не осуществимо без смещений исходного контура. Выполняют С., варьируя величины коэффициентов смещений, а также, например, углы наклона зубьев β_1 и β_2 (сх. *а*). Коэффициент смещения для сателлита в сх. *б* один и тот же при расчетах внутреннего и внешнего зацеплений. Путем выбора коэффициентов смещений можно обеспечить соосность звеньев в сх. *в* при изготовлении сателлита с одним общим венцом для обоих зацеплений. При этом числа зубьев центральных колес могут отличаться на 1, 2, 3 и т. д. Разность чисел зубьев выбирают совпадающей с числом сателлитов или кратной этому числу.

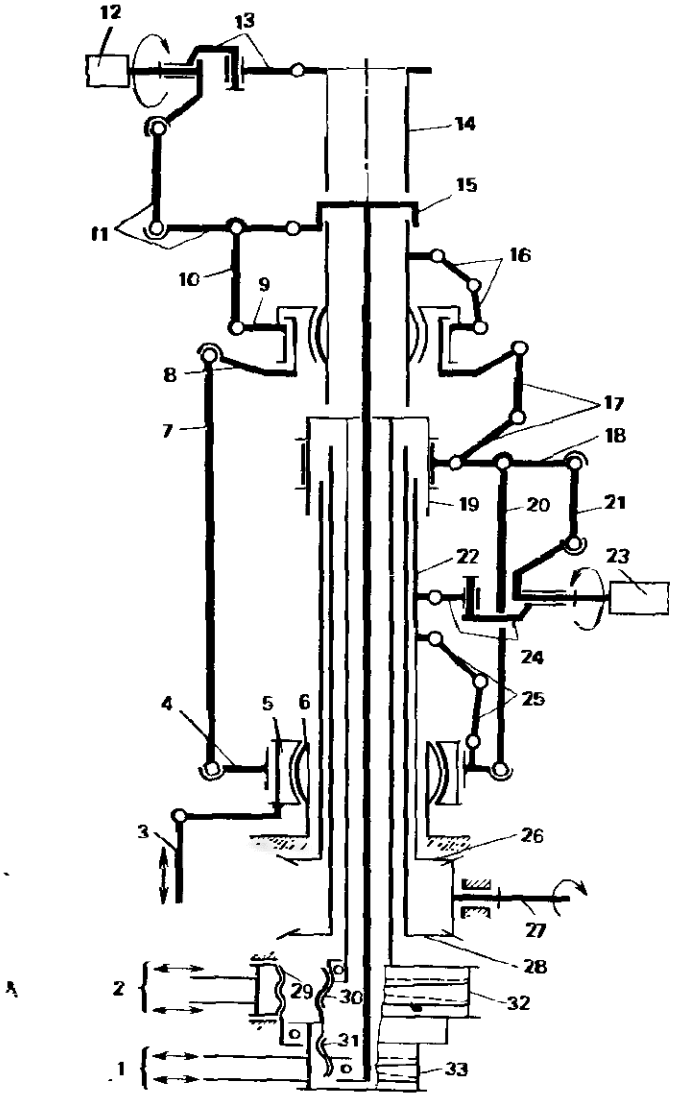
СООСНЫХ ВИНТОВ М. (авиац.) – устр. для привода винтов вертолета, расположенных соосно, и управления их лопастями.

Лопасти *12* посредством звеньев *13* шарнирно присоединены к валу *14*. Лопасти *23* через звенья *24* присоединены шарнирно к валу *22*. На валах *14* и *22* (*14* расположен внутри *22*) установлены соответственно конические зубчатые колеса *28* и *26*, вращаемые одним коническим колесом, установленным на приводном валу *27*. При вращении вала *27* винты вращаются в разные стороны.

Для управления общим и циклическим шагом винтов служит система тяг и рычагов (см. также *Автомат перекоса*).

Общий шаг изменяют, перемещая ползуны *15* и *19*. Эти ползуны можно перемещать одновременно на одинаковое расстояние с помощью каната *2* или на разное расстояние с помощью каната *1*. При повороте барабана *32* с помощью каната *2* посредством винтовой пары *29* вращение барабана преобразуется в поступательное движение обоих ползунов. От ползуна *15* через звенья





11 передается движение лопасти *12*. Одновременно поворачиваются все лопасти верхнего винта на одинаковый угол. От ползуна *19* движение через рычаг *18* и тягу *21* передается лопасти *23*. Одновременно поворачиваются все лопасти нижнего винта на одинаковый угол. При повороте барабана *33* с помощью каната *1* движение ползуну *15* передается через винтовую пару *31*, а ползуну *19* – через винтовую пару *30*. Далее движение передается так, как описано выше, но происходит различное изменение общего шага верхнего и нижнего винтов.

Для изменения циклического шага винтов служит тяга *3*. При ее перемещении перекашивается кольцо *5*, установленное на сферической опоре *6*. Вместе с ним перекашивается крестовина *4*. Через тягу *20*, рычаг *18* и тягу *21* передается движение лопасти *23*. Через тягу *7*, крестовины *8* и *9*, тягу *10* и звенья *11* движение передается также лопасти *12*. Угол поворота лопасти вокруг ее продольной оси при вращении винта изменяется от максимума до минимума в зависимости от расположения оси лопасти в пространстве.

Изменение общего или циклического шага винтов обеспечивает соответствующий режим полета вертолета (см. *Автомат перекоса*).

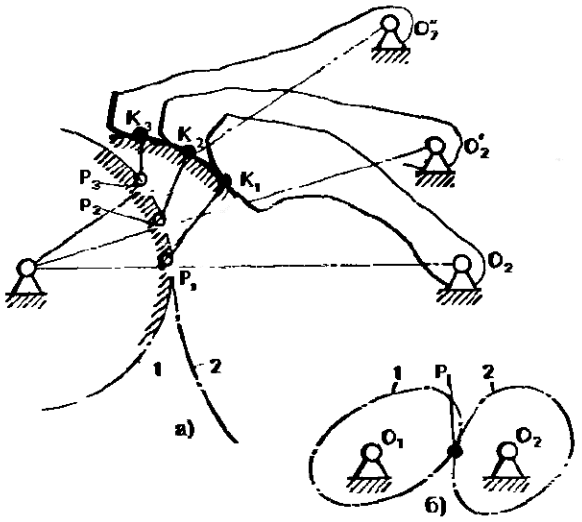
Для исключения относительного поворота звеньев при их относительном продольном перемещении служат шлицшарниры *16*, *17*, *25* – устр., составленные из двух шарнирно соединенных звеньев.

СОПРЯЖЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ – взаимодействующие поверхности звеньев высшей кинематической пары, форма которых позволяет реализовать заданный закон их относительного движения (см., например, *Кулачка построение*, *Сопряженные поверхности зубьев*).

СОПРЯЖЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБЬЕВ – поверхности взаимодействующих зубьев зубчатых колес, форма которых позволяет получить заданное передаточное отношение.

СОПРЯЖЕННЫЕ ПРОФИЛИ ЗУБЬЕВ – кривые, получаемые сечением сопряженных поверхностей зубьев плоскостью, параллельной плоскости движения. С. являются взаимоогибаемые кривые при вращении зубчатых колес.

Для получения С. задают профиль зуба одного колеса. Это колесо обкатывается



по другому колесу, а огибающая положений профиля зуба первого колеса образует профиль зуба второго колеса. На сх. *а* колесо с начальной окружностью *2* имеет заданный профиль зуба и обкатывается по начальной окружности *1* другого колеса. Центр вращения O_2 занимает последовательно положения O_2', O_2'' и т. д., полюс лежит на прямой, соединяющей центры O_1 и O_2, и последовательно занимает положения P_1, P_2, P_3. Проведя нормали к профилю зуба колеса *2* при различных его положениях через полюс зацепления, получим точки контакта K_1, K_2, K_3, которые и образуют профиль зуба колеса *1*.

Как следует из сх. *а*, можно предложить целое множество видов сопряженных профилей, задавая профиль зуба одного из колес в виде различных кривых. Для практического использования пригодны лишь профили, удовлетворяющие целому ряду условий в зависимости от назначения передачи. В частности, выбор профилей обусловлен заданным законом изменения передаточного отношения. Чаще всего требуется постоянное передаточное отношение. На сх. *а* проведено построение, в основу которого положено неизменное положение полюса зацепления по отношению к центрам вращения колес O_1 и O_2. Аналогично сопряженные профили могут быть построены для получения изменяемого передаточного отношения. В этом случае полюс перемещается по линии O_1O_2 в соответствии с заданным законом изменения отношения ω_1/ω_2 в функции угла поворота ψ_1, угловой скорости ω_1 или времени t. Соотношение отрезков O_1P и O_2P изменяется при этом согласно основной теореме зацепления. На сх. *б* показаны перекатывающиеся друг по другу без скольжения некруглые колеса, получаемые для такого случая. Профили зубьев строятся перекатыванием одного такого колеса по другому так же, как и для круглых колес, но с учетом изменяемого передаточного отношения.

Условиями выбора С. наряду с получением требуемого передаточного отношения являются технологичность изготовления зубьев и малое влияние погрешностей изготовления на работоспособность передачи. Профили зубьев должны обеспечивать передачу нагрузки при небольших углах давления и малых скоростях скольжения. Соотношения радиусов кривизны боковых поверхностей и форма зубьев должны обеспечивать их контактную и изгибную прочность.

Чаще всего используют зубчатые передачи с эвольвентными С., наиболее полно отвечающие критерию технологичности изготовления. Значительно реже используют передачи с циклоидальными С.

СОСЕДСТВА УСЛОВИЕ В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – условие, обеспечивающее установку сателлитов в водиле без соприкосновения вершин зубьев соседних сателлитов.

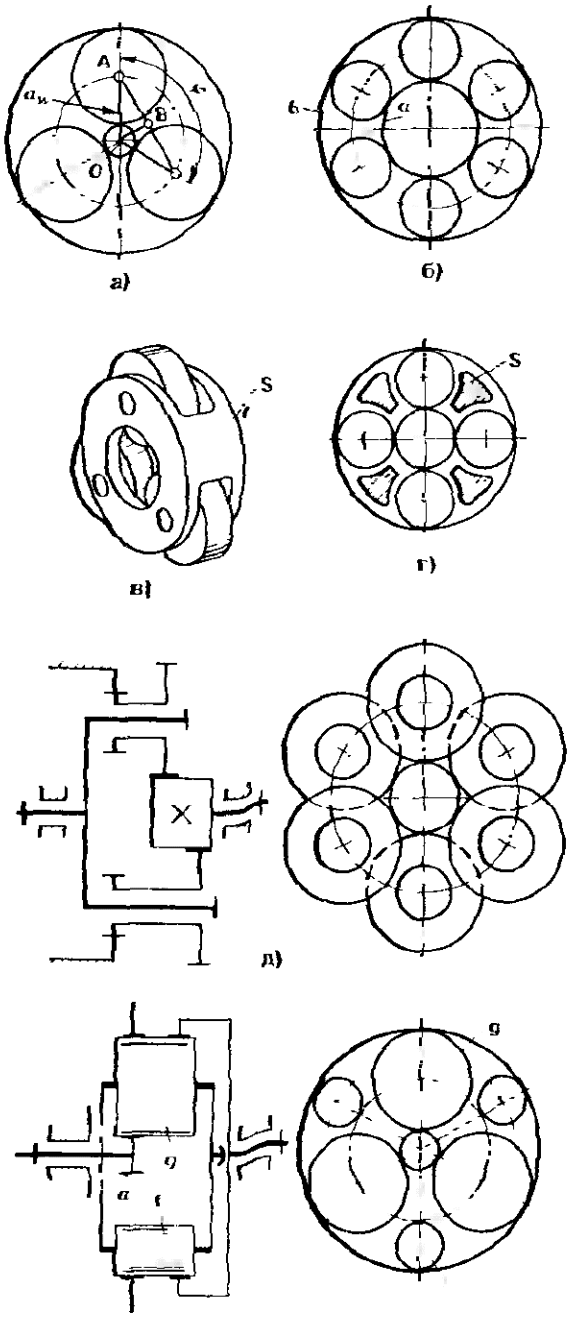
Если сателлиты располагать на одинаковом расстоянии один от другого, то это условие запишется из рассмотрения сх. *а*.

Угол $\psi = 2\pi/n_w$, где n_w – число сателлитов. Расстояние $AB = a_w \sin\dfrac{2\pi}{n_w}$ – катет треугольника *ABO*. Расстояние *AB* должно быть больше радиуса окружности вершин сателлита:

$$a_w \sin\frac{2\pi}{n_w} > \frac{d_{ag}}{2}.$$

Это предельное условие соседства сателлитов. Оно зависит от соотношения диаметров окружностей центральных колес. Например, на сх. *а* нельзя разместить более трех сателлитов, а на сх. *б* предельное число сателлитов может быть значительно бо́льшим.

Однако часто число сателлитов принимают меньше предельного, но не меньше трех. Это объясняется условием размещения элементов водила между сателлитами. Водило имеет обычно форму, представленную на сх. *в*. Связи *S* особенно трудно разместить при малом отношении диаметров центральных колес (сх. *г*). Кроме того, значительное



увеличение числа сателлитов приводит к усложнению передачи. При числе сателлитов меньше трех эффект от применения планетарной передачи заметно снижается. Наиболее употребительны числа сателлитов $n_w = 3$ при $\frac{z_b}{z_a} < 10$, $n_w = 4$ при $\frac{z_b}{z_a} < 3{,}5$, $n_w = 5$ при $\frac{z_b}{z_a} < 2{,}5$, $n_w = 6$ при $\frac{z_b}{z_a} < 2$, где z_b и z_a — числа зубьев соответственно центральных колес b и a (см. *б*). Для передач с двухвенцовыми сателлитами число сателлитов выбирают из условия размещения без соприкосновения венцов с большим диаметром. Чтобы расположить как можно больше сателлитов, иногда эти венцы соседних сателлитов смещают в осевом направлении (см. *д*).

Для передач с тремя зацеплениями (см. *е*) число сателлитов, зацепляющихся с зубчатыми колесами b и e, может быть больше, чем сателлитов, зацепляющихся с колесом a. Сателлиты g зацепляются со всеми тремя центральными колесами, а в свободных местах между ними размещены сателлиты b, зацепляющиеся только с двумя колесами. Несущая способность внутренних зацеплений и определяет несущую способность передачи по данной сх.

В данной сх. сателлиты f так же, как и сателлиты g, выполнены с общим венцом (см. *Соосности условие в планетарной зубчатой передаче*).

СОХРАНЕНИЯ ИМПУЛЬСА ЗАКОН – закон механики: «Сумма импульсов двух тел при отсутствии внешних сил неизменна». С. используется, в частности, при изучении удара. В этом случае он записывается так:

$$m_A v_A + m_B v_B = m_{A1} v_{A1} + m_{B1} v_{B1},$$

где m_A, m_B — массы тел A и B; v_A, v_B — скорости тел до соударения; v_{A1}, v_{B1} — скорости тел после соударения.

СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ ЗАКОН – работа внешних сил ΔA системы (затраченная работа) равна сумме изменений (увеличений) кинетической, потенциальной и тепловой энергии: $\Delta A = \Delta E_k + \Delta E_p + \Delta Q$, где ΔE_k, ΔE_p, ΔQ — изменения соответственно кинетической энергии, потенциальной энергии и количества теплоты.

Если не учитывать веса, упругих свойств звеньев и сил трения в м., то С. формулируется следующим образом: работа внешних сил равна изменению кинетической энергии, т. е. $\Delta A = \Delta E_k$, где ΔA — разность работы движущих сил $A_д$ и сил сопротивления A_c за рассматриваемый промежуток времени Δt, а $\Delta E_k = E_{k2} - E_{k1}$ — разность кинетических энергий во второй и первый рассматриваемые моменты времени (грани-

цы участка Δt). Для абсолютно малого участка времени $dA = dE_k$, а для участка времени $t_2 - t_1$ $\int_{t_1}^{t_2} dA = \int_{t_1}^{t_2} dE_k$.

Для замкнутой системы при отсутствии внешних сил и сил трения $\Delta A = 0$, поэтому $E_k + E_p = \text{const}$, что представляет собой закон сохранения механической энергии в замкнутой системе.

СПЕКТРОМЕТРА М. – устр., обеспечивающее относительное перемещение трех элементов: источника излучения, кристалла и детектора, при котором их центры расположены на окружности, а лучи, соединяющие центры, образуют равносторонний треугольник, в вершинах при основании которого лежат центры источника излучения и детектора, причем плоскость, определяющая положение кристалла, параллельна основанию, а плоскость детектора перпендикулярна основанию.

На сх. т. *A* – центр источника излучения *7*, т. *B* – центр кристалла *4* и т. *C* – центр детектора *3*. Плоскости кристалла и детектора ориентированы перпендикулярно прямым *OB* и *AC*.

Т. т. *A*, *B* и *C* расположены на окружности с центром в т. *O*. В т. *O* соединены шарнирно три звена одинаковой длины: *AO*, *OB* и *OC*. Со звеном *OB* шарнирно соединен ползун *5*, перемещаемый вдоль направляющей *6* по линии *AB*. Звено *OC* соединено с ползуном *5* зубчатой парой *2* – *1* с отношением чисел зубьев $\frac{z_1}{z_2} = 2$.

Благодаря такому соединению звеньев при движении ползуна обеспечивается поворот звена *OC* в 2 раза быстрее, чем звена *OB*, т. е. $\angle AOB = \angle BOC$ и $AB = BC$.

Для того, чтобы обеспечить поступательное движение звена *3* относительно звена *4*, в м. введены шарнирно соединенные звенья *ED* и *DC*, причем звено *ED* шарнирно соединено со звеном *OB*, а звено *DC* – со звеном *OC* таким образом, что образован параллелограмм *OEDC*.

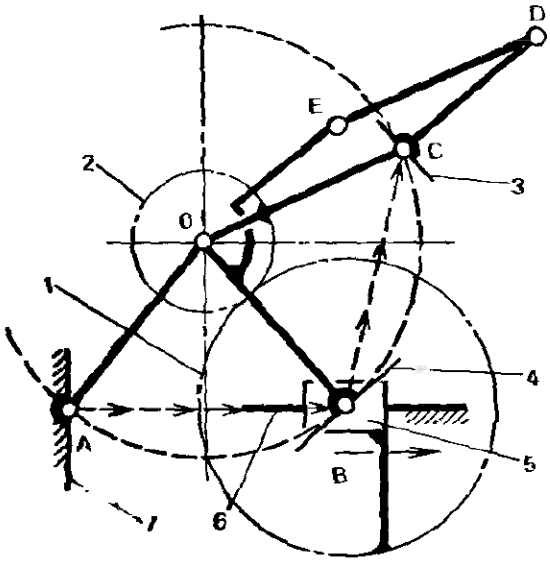
Плоскость *3* ориентирована перпендикулярно плоскости *4*. Такая ориентация сохраняется при движении звеньев.

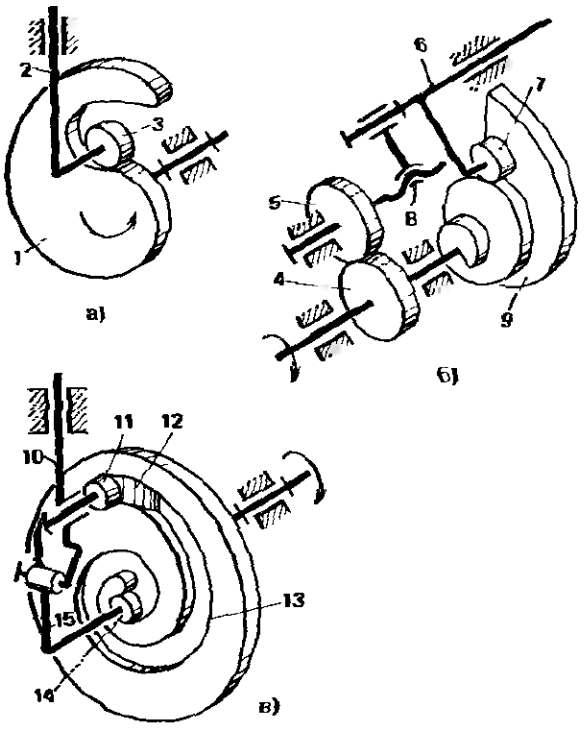
На сх. стрелками показано направление луча при работе спектрометра.

СПИРАЛЬНЫЙ КУЛАЧОК – кулачок, который имеет профиль, выполненный по спирали, и используется в м. для получения одного хода выходного звена при повороте кулачка более чем на один полный оборот.

С. может быть плоским (сх. *а*, *в*) и пространственным (сх. *б*).

В сх. *а* кулачок *1* взаимодействует с роликом *3*, установленным на толкателе *2*. Торцовые поверхности кулачка удалены от поверхности толкателя.





В сх. *б* кулачок *9* взаимодействует с роликом *7*, установленным на коромысле *6*. Коромысло *6* перемещается в осевом направлении посредством винтовой пары *8*, действующей от вала кулачка через зубчатую пару *4—5*.

В сх. *в* кулачок выполнен в виде диска с пазом. Толкатель *10* имеет два ролика *11* и *14*, взаимодействующих между собой посредством рычага *15*. В то время как ролик *11* доходит до наиболее удаленного участка паза *13*, он посредством скоса *12* выводится из паза. При этом поворачивается рычаг *15* и вводится в паз ролик *14*. Затем в конце хода выводится из паза ролик *14* и вводится в паз ролик *11*, после чего цикл повторяется.

СПИРОИДНАЯ ПЕРЕДАЧА – гиперболоидная передача второго рода, у зубчатых колес которой начальные поверхности конические и шестерня имеет винтовые зубья. Противоположные боковые поверхности зубьев колес *1* и *2* несимметричны. Ведущим звеном С. является коническая шестерня – червяк *1* с постоянным углом наклона боковой поверхности витка. Межосевое расстояние a_w в С. значительно больше, чем a_w гипоидной передачи.

Работает С. так же, как червячная передача. С. позволяет получать передаточные отношения до 300 и более. При увеличении передаточного отношения свыше 25 КПД передачи значительно уменьшается.

С. характеризуется высокими несущей способностью и кинематической точностью. Осевым перемещением червяка можно регулировать боковой зазор, компенсировать износ зубьев. Вследствие сложности изготовления и низкого КПД С. не получила распространения.

СПРЯМЛЕНИЯ ШАТУНА М. – устр., обеспечивающее включение в работу кривошипного пресса блокировкой шарнира, соединяющего части его шатуна.

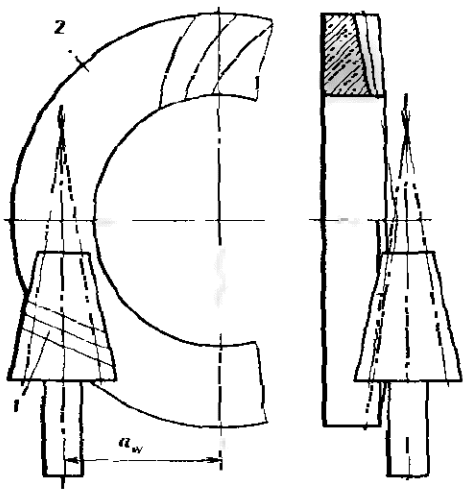
На сх. *а* – электромагнитный привод С., а на сх. *б* – в виде пневмоцилиндра.

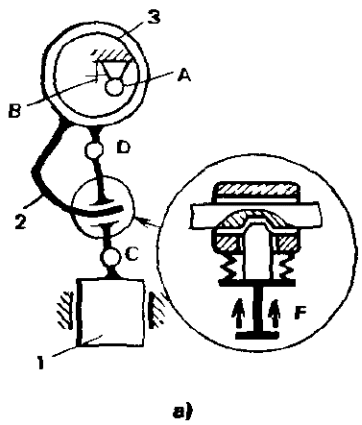
Кривошип *AB* в виде эксцентрика *3* взаимодействует с частью шатуна *BD*, которая шарнирно соединена в т. *D* с другой его частью *DC*. Направляющая *2*, выполненная по дуге окружности с центром в т. *D*, свободно перемещается в отверстии звена *DC*. При вращении звена *3* шатун как бы складывается в т. *D* и движение ползуну *1* не передается, если вес ползуна воспринимается дополнительным устройством, обрабатываемым материалом и т. д.

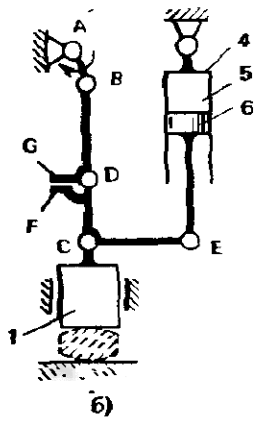
При включении электромагнита срабатывает фиксатор и звено *2* удерживается в звене *DC*. Шатун *B* работает как одно звено и передает движение ползуну *1*.

В сх. *б* части шатуна *BD* и *DC* имеют выступы *G* и *F* а часть *DC* выполнена в виде рычага и к ней в т. *E* присоединен шток поршня *6* пневмоцилиндра *4*.

При отсутствии сжатого воздуха в полости *5* пневмоцилиндр не препятствует относительному движению звеньев *BD* и *DC*. При подаче в полость 5 сжатого воздуха контактируют упоры *G* и *F*, шатун *BC* сообщает движение ползуну *1* от кривошипа *AB*. Если при этом







т. *D* лежит несколько левее линии *BC*, то пневмоцилиндр выполняет роль предохранительного устр.

СПУСКОВОЙ М. РУЖЬЯ – устр., обеспечивающее срабатывание ударных частей при производстве выстрела.

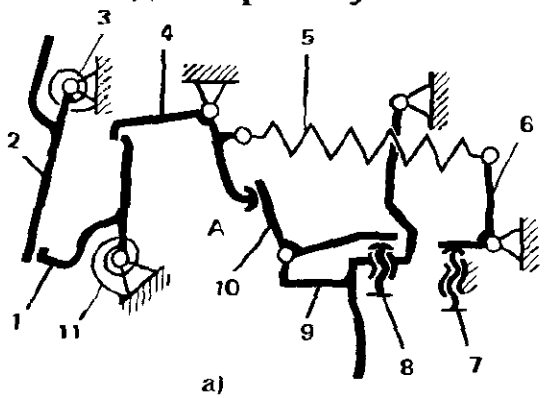
На сх. *а* – С. спортивной винтовки. Ударная часть – шептало *2* удерживается во взведенном состоянии (с закрученной пружиной *3*) упором промежуточного звена – шептала *1* также с закрученной пружиной *11*. Звено *1* удерживается рычагом *4*. Рычаг *4* связан пружиной *5* с регулируемой опорой – рычагом *6*, поджатым винтом *7*, и удерживается спусковым рычагом.

Спусковой рычаг выполнен в виде шарнирно соединенных звеньев *10* и *9* с регулируемым их относительным положением с помощью винта *8*.

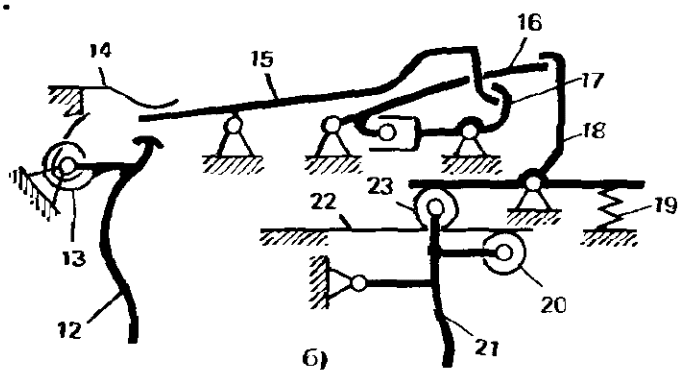
При нажатии на спусковой рычаг звено *10* соскакивает с упора *A* и освобождает рычаг *4*, тот, в свою очередь, поворачивается против часовой стрелки и освобождает промежуточное звено *1*. Звено *1* под действием пружины *11* освобождает шептало *2*. Шептало под действием пружины производит удар. Усилие спуска регулируется винтом *7*, а ход спускового рычага – винтом *8*.

На сх. *б* спусковой рычаг *21* имеет ролики *20* и *23*. Ролик *20* взаимодействует с листовой пружиной *22*, а ролик *23* – с крючком *18*, поджатым пружиной *19*. При нажатии на рычаг *21* он поворачивает крючок *18* и тот соскакивает с запирающего рычага *16*. После этого все сочлененные звенья *16*, *17*, *15* начинают двигаться под действием пружины *14*. Рычаг *17* освобождает шептало *15* и оно, резко поворачиваясь, осуществляет удар. Приведение спускового м. в прежнее состояние осуществляется рычагом *12*. Нажимая на него, преодолевают усилия пружин *13*, а затем *14* и возвращают шептало в прежнее положение, а звенья *17* и *18* автоматически «защелкиваются» на концах рычагов *15* и *16* соответственно.

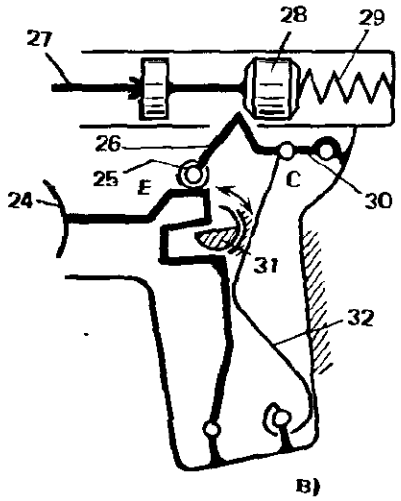
На сх. *в* – С. ружья для подводной охоты. Здесь перемещение спускового рычага возможно после поворота кулачка предохранителя *31*, как показано на



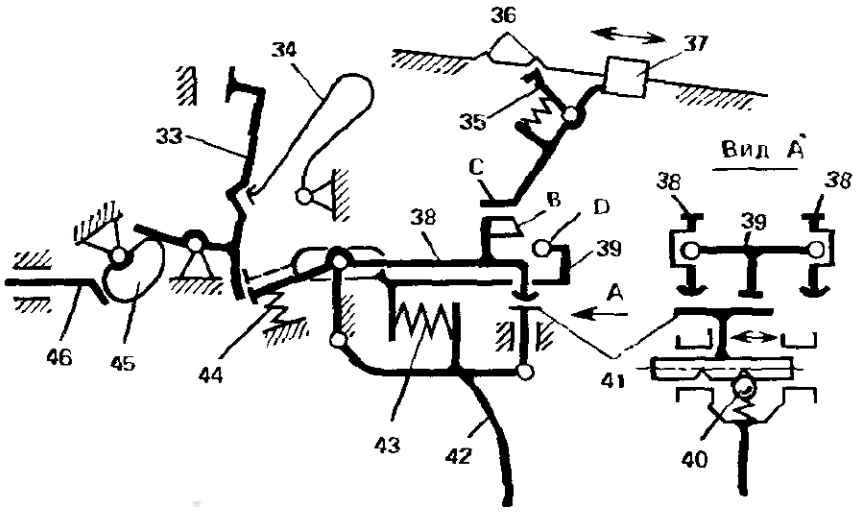
а)



б)



в)



г)

сх. Нажимая на рычаг *24*, преодолевают усилие пружины *32* и приводят в действие через ролик *25* шептало *26*, которое соединено со стойкой звеном *30*. Соскакивая в углубление *E* рычага *24*, ролик *25* увлекает за собой шептало *26* и тем самым освобождается поршень *28*. Поршень *28* под действием пружины *29* ударяет по гарпуну *27*. При взведении ружья в боевое состояние поршень *28* перемещают вправо, сжимая пружину *29*. Шептало *26* утапливается (перемещается вниз шарнир *C*).

На сх. *г* – С. двухствольного ружья. Здесь имеется один спусковой рычаг *42*, взаимодействующий поочередно с двумя параллельно установленными м., освобождающими курки *33* для нанесения удара. Для приведения в действие правого или левого м. переводят ползун *41* в правое или левое положение. Осуществляют это нажатием на его торец до фиксированного положения, когда шарик *40* попадает под действием пружины в углубление на ползуне *41*. Для осуществления выстрела предохранитель *37* перемещают влево до тех пор, пока фиксатор *35* не попадет в переднее углубление *36*. Полочка *C* сдвинется влево и снимет ограничение для движения вверх шептала *38*.

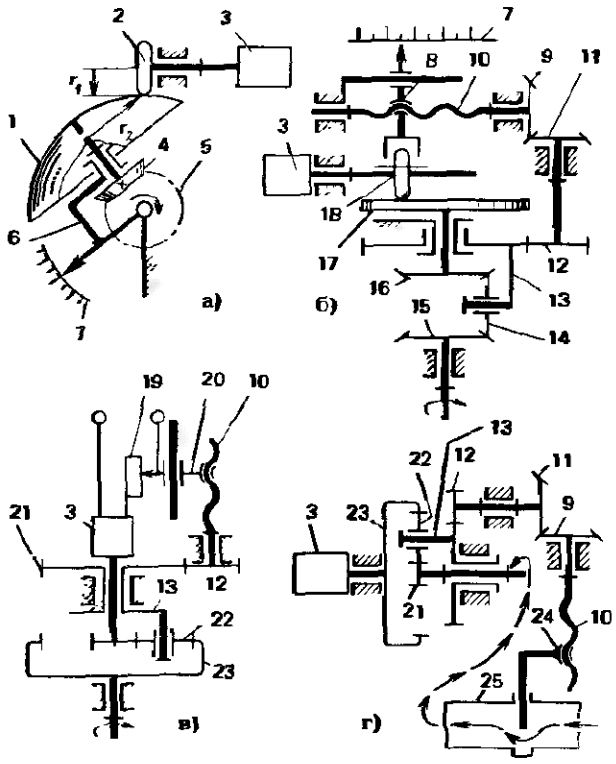
Нажатием на рычаг *42* при положении звена *41*, показанном на сх. *г*, приводится в действие левый м. (Вид *A*). При этом поднимаются левое шептало *38* и селектор *39*, сжимается пружина *43* и передается движение селектору *39*.

Выступ *D* селектора заходит в паз левого шептала и поворачивается далее вместе с ним. В то же время выступ *D* скользит по наклонной поверхности *B* правого шептала, прижимая его вниз и исключая самопроизвольный выстрел из правого ствола. Левое шептало, преодолевая сопротивление пружины *44*, повернется и освободит курок *33*. Курок под действием боевой пружины *34* поворачивается против часовой стрелки и производит удар. Аналогично осуществляют выстрел из правого ствола.

Для взведения курков «переламывают» ружье и при этом шток *46* воздействует на кулачок *45* и поворачивает курки, сжимая боевую пружину. Звенья *38* и *39* занимают при этом исходное положение.

СРАВНЕНИЯ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ М. – устр., предназначенное для определения угловой скорости или частоты вращения одного звена путем сравнения ее с известной угловой скоростью или частотой вращения эталонного двигателя.

На сх. *а* фрикционный м. Вал, угловую скорость которого измеряют, соединен с колесом *5*. Эталонный двигатель (например, электрический синхронный) связан с ним через фрикционные звенья *2*, *1* и зубчатые конические колеса *4*, *5*. Колесо *4* жестко связано с фрикционным сферическим звеном *1* и установлено на водиле *6*. Так как угловая скорость двигателя *3* неизменна, то передаточное отношение м. должно изменяться при изменении угловой скорости звена *5*. Это происходит автоматически вследствие самоустановки звеньев *1* и *2* из условия минимальных потерь на трение и соответственно минимально возможного относительного скольжения. При этом соотношение радиусов r_1 и r_2 взаимодействующих звеньев меняется



из-за поворота звена *6*. На шкале *7* указывается угловая скорость звена *5*.

С. на сх. *а* обладает невысокой точностью измерения из-за неоднозначности условия самоустановки.

В сх. *б* фрикционный м. (звенья *18*, *17*) управляется с помощью введенного в кинематическую цепь дифференциального м. (центральные колеса *15*, *16*, сателлит *14* и водило *13*).

Установившееся движение имеет место при неподвижном ползуне *8*. Тогда колеса *15* и *16* вращаются в разные стороны с одинаковой по абсолютной величине угловой скоростью, а передача между звеньями *15* и *3* характеризуется постоянным передаточным отношением. При изменении угловой скорости звена *15* начинает вращаться водило *13* и через передачу *12*, коническую зубчатую пару *11—9* и винт *10* передает движение ползуну *8*. Ползун *8* перемещает колесо *18* и движется до тех пор, пока не будет обеспечено новое передаточное отношение между звеньями *18* и *17* и не будет достигнуто равенство по абсолютной величине угловых скоростей звеньев *16* и *15*. Показания угловой скорости снимаются со шкалы *7*.

В сх. *в* между двигателем *3* и валом, угловая скорость которого измеряется, установлен несимметричный дифференциальный м. (центральные колеса *21* и *23*, сателлит *22* и водило *13*). При установившемся режиме водило *13* неподвижно, угловые скорости звеньев *3* и *23* определяются передаточным отношением при неподвижном водиле *13*. При изменении угловой скорости звена *23* начинает вращаться водило *13*. Это вращение передается через зубчатую пару *12* и винт *10* ползуну *20*. Перемещение ползуна приводит к изменению параметров в электрической цепи *19* и, соответственно, — к изменению угловой скорости двигателя *3*. Ползун будет перемещаться до тех пор, пока не наступит устойчивое соотношение угловых скоростей звеньев *21* и *23*. По положению ползуна *20* судят об угловой скорости звена *23*.

В сх. *г* эталонный двигатель соединен с валом турбины через дифференциальный м. Водило *13* через зубчатую пару *12*, коническую зубчатую пару *11—9* и винт *10* связано с ползуном *24* — задвижкой газопровода *25*. При изменении угловой скорости звена *21*, соединенного с валом турбины, начинает вращаться водило, которое приводит в действие задвижку. При этом меняется расход газа и, соответственно, угловая скорость турбины. Регулирование продолжается до остановки водила.

Принцип действия м. по сх. *б*, *в*, *г* основан на свойстве дифференциального м., заключающемся в обязательном движении наименее нагруженного звена до состояния равновесия. В этой связи приведенный к выходному звену момент цепи регулирования должен быть меньше приведенного к этому же звену момента цепи эталонного двигателя. Это означает, например, что в сх. *б* требуется меньшее усилие (приведенное к звену *15*), чтобы сдвинуть колесо *18* вдоль его оси, чем усилие для того, чтобы заставить его проскальзывать относительно звена *17*. В сх. *в* нужно, чтобы усилие для перемещения ползуна *20*, приведенное к звену *23*, было меньше, чем усилие, приведенное к этому звену и необходимое для скольжения ротора двигателя.

Мощность и момент двигателя в сх. *г* выбирают такими, чтобы управление задвижкой происходило без скольжения ротора двигателя. Следует также учитывать, что недостаточное или непостоянное сопротивление в цепи регулирования приводит к неустойчивой работе С.

СРЕЗ — разрушение тела в результате сдвига одной его части относительно другой, возникающее под действием касательных напряжений.

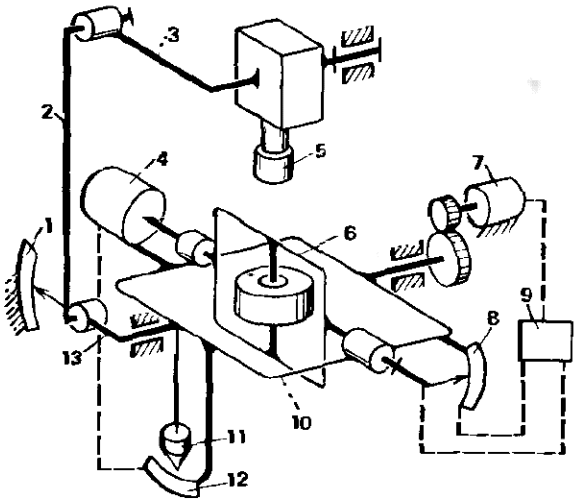
СРЕЗАНИЕ ЗУБА — срезание части номинальной поверхности у вершины зуба обрабатываемого зубчатого колеса в результате интерференции зубьев при станочном зацеплении.

СТАБИЛИЗАТОР (от лат. stabilis — устойчивый, постоянный) — устр. для ав-

томатического поддержания заданного значения регулируемой величины с определенной точностью при изменяющихся возмущающих воздействиях.

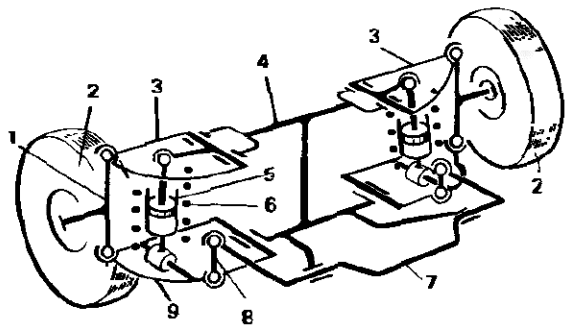
СТАБИЛИЗАТОР АЭРОФОТОАППАРАТА (авиац.) – устр. для установки объектива аэрофотоаппарата в заданном направлении в пространстве.

Для стабилизации направления объектива аэрофотоаппарата *5* используют гироскоп в карданном подвесе. При колебании самолета возникают моменты трения в опорах аэрофотоаппарата и рамок *10* и *6*. Они стремятся повернуть гироскоп и аэрофотоаппарат. Под действием момента трения гироскоп совершает прецессионное движение. Отклонения внутренней рамки *6* от наружной рамки *10* измеряются датчиком *8*, от которого через усилитель *9* сигнал подается на разгрузочный двигатель *7*.



Отклонения наружной рамки *10* относительно вертикали измеряются с помощью маятника *11* и датчика *12*, сигнал от которого подается двигателю *4*. Двигатели *7* и *4* развивают моменты, направленные навстречу моментам трения, вследствие чего оси ротора *13* и объектива аэрофотоаппарата сохраняют заданное положение в пространстве. Объектив фотоаппарата поворачивается относительно самолета от рамки *10* через шарнирный м., содержащий звенья *13*, *2* и *3*. Угол поворота измеряется датчиком *1*.

СТАБИЛИЗАТОР ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ (автотракт.) – устр. для ограничения поперечного крена автомобиля в определенных пределах.

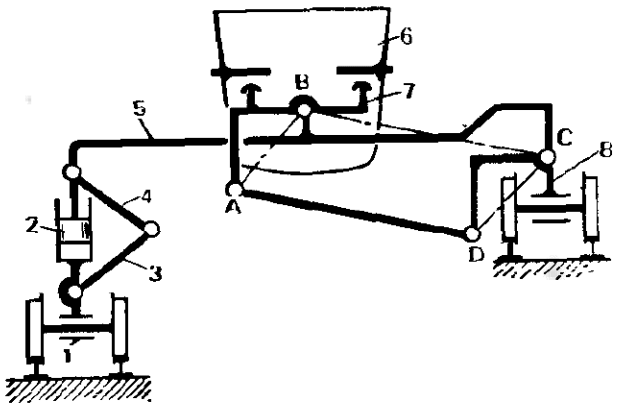


С. выполняют обычно в виде торсионного вала *7*, связывающего рычаги *9* независимых подвесок колес *2*. Торсионный вал *7* присоединен к рычагу *9* посредством тяги *8*.

На сх. колесо *2* подвешено на раме *4* посредством шарнирного четырехзвенного м. (цапфа *1*, рычаги *3* и *9*). Нагрузки на колесо воспринимаются пружиной *6*, а колебания гасятся посредством амортизатора *5*. При одинаковых деформациях правой и левой пружин *6* вал *7* свободно поворачивается в шарнирах рамы *4*, не скручиваясь. Если же вследствие поперечного крена появляется дополнительное сжатие правой или левой пружины, то вал скручивается, препятствуя наклону кузова. Таким образом, С. обеспечивает упругую зависимость работы подвесок.

СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОГО КОВША М. ПЕРЕДВИЖЕНИЯ (металлург.) – устр. для поступательного перемещения сталеразливочного ковша.

Сталеразливочный ковш *6* устанавливают на платформу *7*, которая шарнирно в т. *B* соединена с рамой *5*. Рама *5* опирается на тележки *1* и *8*.



Относительно тележки *1* рама может подниматься и опускаться гидроцилиндром *2*. Тележка соединена с рамой двумя сочлененными звеньями *3* и *4*, что обеспечивает устойчивость положения тележки относительно оси гидроцилиндра.

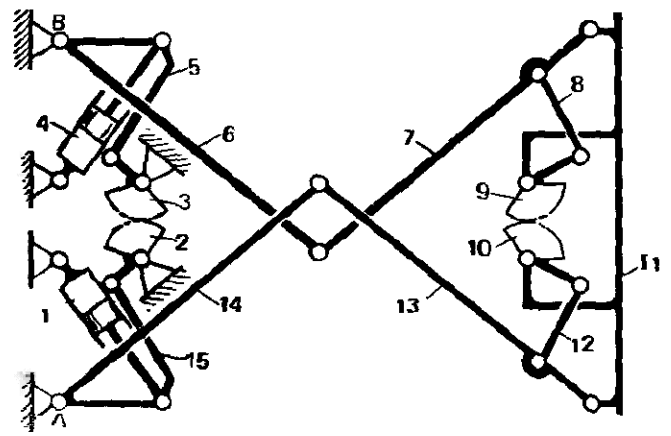
При наклоне рамы *5* платформа *7* сохраняет свое горизонтальное положение благодаря ее соединению тягой *AD* с тележкой *8*. Это условие соблюдается из-за размещения осей шарниров *A*, *B*, *C* и *D* в углах параллелограмма.

СТАЛКИВАТЕЛЬ ГРУЗОВ – устр. для перемещения груза вдоль вил погрузчика.

В т. т. *A* и *B* сталкиватель грузов присоединен шарнирно к рабочему оборудованию погрузчика. Сталкивающая плита *11* перемещается вдоль вил (на сх. показан вид сверху). Она связана с основанием (т. *A* и *B*) посредством поступательно-прямолинейного направляющего м. Этот м. представляет две симметрично расположенные пары звеньев (структурные группы II класса) *6*, *7* и *13*, *14*, связанных между собой м., содержащим звено *8*, зубчатую пару *9*–*10* и звено *12*. Такая связь обеспечивает синхронный поворот звеньев *7* и *13* навстречу друг другу относительно звена *11*.

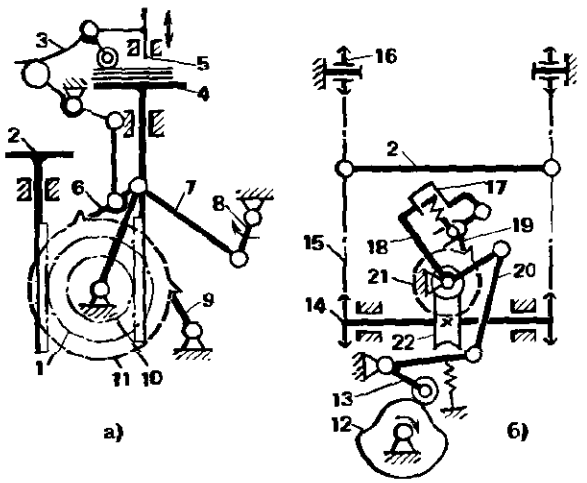
Аналогичная связь установлена между звеньями *6* и *14* и осуществляется через звено *5*, зубчатую пару *3*–*2* и звено *15*.

Звенья *6* и *14* с помощью гидроцилиндров *4* и *1* поворачиваются навстречу друг другу и звено *11* движется прямолинейно, оставаясь параллельным основанию *AB*. Для определенности движения в данной сх. достаточно поворачивать одно из звеньев.



СТАНОЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление производящего колеса с обрабатываемым зубчатым колесом.

СТАПЕЛЬНОГО СТОЛА М. (полиграф.) – устр. для шагового перемещения (подъема и опускания) стола со стопкой листов по мере их отделения или укладки.



В сх. *а* движение от кривошипа *8* через шатун *7* передается собачке *6*. Собачка *6* за каждый оборот кривошипа поворачивает храповое колесо *11* на один шаг. При холостом ходе собачки колесо *11* удерживается от поворота стопором *9*. Колесо *11* закреплено на одном валу с зубчатыми колесами *1* и *10*, зацепляющимися с рейками, жестко связанными соответственно со столами *2* и *4*. В зависимости от положения щупа *3* собачка *6* выводится из зацепления с колесом *11*. Щуп *3* перемещается от ползуна *5* (см. также *Листоотделяющий м.*).

В сх. *б* движение от кулачка *12* через коромысло *13* и шатун *20* передается коромыслу *18*, с которым шарнирно соединена собачка *19*, управляемая пневмоцилиндром *17*. От собачки *19* движение передается храповому колесу *21* и далее через червячную передачу *22* (колесо *21* жестко соединено с червяком и шарнирно соединено со звеном *18*) – звездочкам *14* цепных передач. К цепи *15* прикреплен стол *2*. Цепь *15* сообщает шаговое движение столу. Звездочка *16* обеспечивает натяжение цепи.

СТАТИКА (от греч. statike – учение о весе, о равновесии) – раздел механики, изучающий условия равновесия механических систем под действием сил.

СТАТИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА – см. *Нагрузка.*

СТАТИЧЕСКАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ РОТОРА – см. *Неуравновешенность ротора.*

СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – механическая система, у которой реакции всех наложенных связей не могут быть определены из условий равновесия, получаемых в статике.

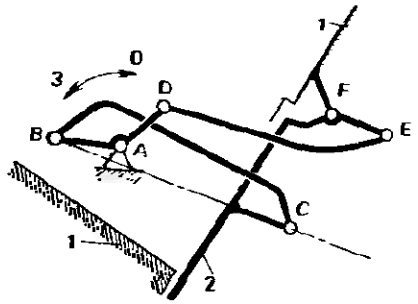
СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА – механическая система, у которой реакции всех наложенных связей могут быть определены из условий равновесия, получаемых в статике.

СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ЗВЕНА – распределение масс вращающегося звена, переводящее его центр масс на ось вращения.

СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ М.– см. *Уравновешивание м.*

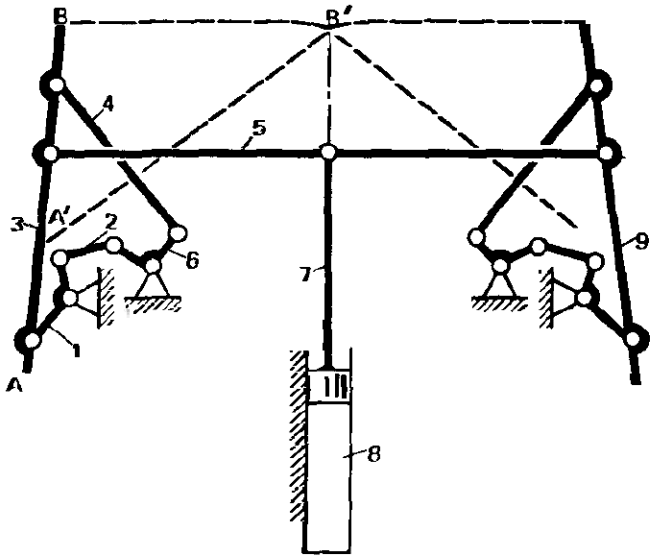
СТВОРКИ БУНКЕРА М.– устр. для открывания и закрывания створки бункера.

Створка *2* закрывает отверстие в стенке бункера *1*. Она выполнена в виде шарнирно подвешенной в т. *F* плиты. Открывается створка при повороте рычага *BAD* в сторону *O*, закрывается створка при его повороте в сторону *3*. Рычаг *BAD* соединен тягами *BC* и *DE* со створкой. С. представляет собой параллельное соединение двух двухкоромысловых четырехзвенных м. *ABCF* и *ADEF*. С. характеризуется наличием избыточных связей. Согласованное движение обеспечивается благодаря зазорам в шарнирах и деформации звеньев. Для выполнения С. самозапирающимся при закрытой створке т. т. *A* и *F* располагают соответственно выше линий *BC* и *DE*, тогда при давлении на створку изнутри бункера звено *BAD* стремится повернуться в сторону *3*, чему препятствует м. *ADEF*.



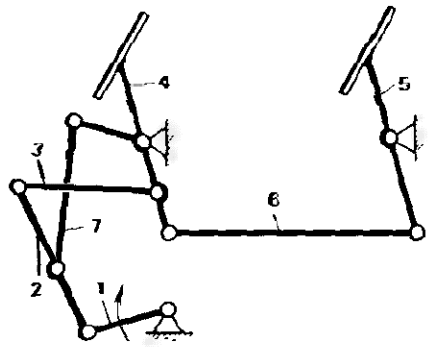
СТВОРОК КРЫШИ ВАГОНА М.– устр. для управления створками крыши вагона.

Створки *3* и *9* приводятся в движение с помощью гидроцилиндра *8*. Створки присоединены симметрично к штоку *7* гидроцилиндра и подвешены к вагону с помощью одинаковых симметрично расположенных м. Каждый из них – это шестизвенный шарнирный м. (звенья *1*, *2*, *6*, *4*, *3* и стойка), образованный присоединением к четырехзвенному двухкоромысловому м. структурной группы II класса. М. обеспечивает перемещение створки в положение *A′B′*, показанное штриховой линией, таким образом, что т. *B*, перемещаясь в т. *B′* и обратно, практически не выходит за пределы высоты вагона. Движение створке от штока *7* передается через звено *5*.



СТЕКЛООЧИСТИТЕЛЯ М.– устр. для преобразования вращательного движения вала привода в качательное синхронное движение щеток стеклоочистителя.

Щетки установлены на коромыслах *4* и *5*, соединенных между собой тягой *6*.

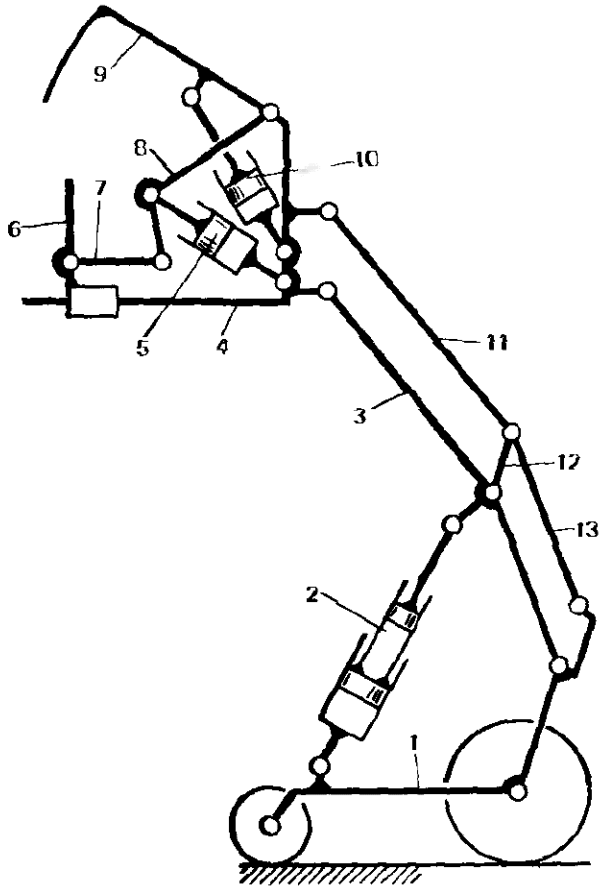


Коромысло приводится в движение от кривошипа *1* и соединено с ним посредством звеньев *2*, *3* и *7*. Звенья *2*, *3*, *7* и *4* образуют структурную группу IV класса. Данный м. позволяет получать малые углы давления при всех положениях кривошипа.

СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ ЧИСЛО – см. *Число степеней свободы.*

СТОГОМЕТАТЕЛЯ М. (с. х.) – устр. для захвата, подъема и перемещения сена при его складировании.

Поддерживающее захватное устр. связано с самоходным шасси *1* с помощью стрелы *3*. Изменение наклона стрелы осуществляют телескопическим гидроцилиндром *2*. Ориентирование захватного устр. в плоскости наклона стрелы осуществляется за счет его связи с рамой шасси и стрелой звеньями *13*, *11* и *12*. Звенья *13*, *3*, *12* и *1* образуют параллелограмм, а звенья *3*, *4*, *11* и *12* – двухкоромысловый м. Сталкивающая стенка *6* захватного устр. перемещается гидроцилиндром *5*, который приводит в движение коромыслово-ползунный м., составленный из звеньев *8*, *7*, *6* и *4*. Захватывающее звено *9* поворачивается гидроцилиндром *10*.

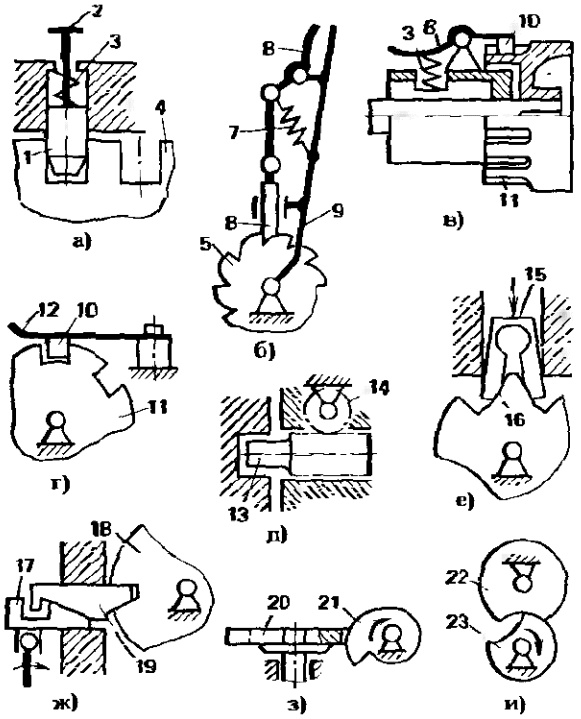


СТОЙКА – звено м., принимаемое за неподвижное.

СТОПОР (англ. stopper – пробка, затычка, от stop – преграждать, останавливать) – деталь, часть детали (выемка, выступ) или устр., останавливающее, удерживающее звенья м. в определенном положении при наличии самоторможения в направлении перемещения удерживаемого звена.

С. в отличие от фиксаторов не выключаются от действия сил в направлении перемещения удерживаемого звена.

Включаются стопоры принудительно или автоматически, а выключаются только принудительно. Выполняют С. в виде ползуна *1* (сх. *а*), входящего в паз перемещаемого звена *4* под действием пружины *3*. Выводится ползун из паза с помощью кнопки *2*.



С. в виде защелки *6* (сх. *б*) все время прижат к храповому колесу *5* под действием пружины *7*. Рычаг *9* с защелкой *6* при движении по часовой стрелке увлекает за собой храповое колесо. При нажатии на рукоятку *8* защелка *6* выводится из зацепления с храповым колесом *5*.

С. с защелкой *10* (сх. *в*), соединенной с рукояткой *8*, поджимается к пазам звена *11* пружиной *3*. При нажатии на рукоятку *8* защелку *3* выводят из зацепления со звеном *11*.

В сх. *г* защелка *10* прикреплена к рукоятке в виде листовой пружины *12*, под действием которой западает в паз звена *11*.

В сх. *д* ползун *13* выполнен в виде цилиндрической зубчатой рейки. Вводится и выводится ползун *13* в зацепление с сопряженной деталью поворотом шестерни *14*.

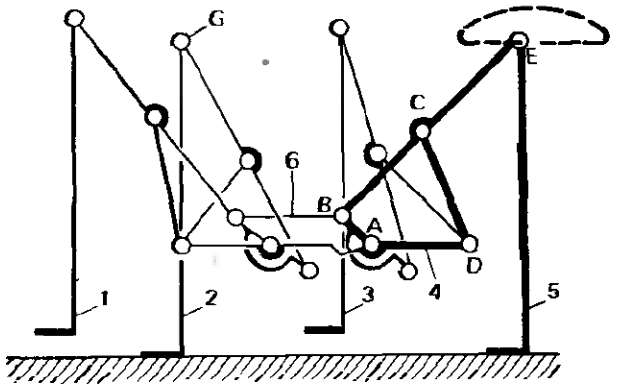
Особую группу представляют беззазорные С., обеспечивающие жесткое соединение сопрягаемых звеньев. На сх. *е* С. *15* выполнен разрезным упругим. При введении его во взаимодействие с зубом *16* он расклинивается в направляющей и тем самым обеспечивает беззазорное соединение.

В сх. *ж* клин *19* входит во взаимодействие с клиновым пазом звена *18*. Клин *19* расклинивается в направляющем пазу с помощью второго клина *17*, благодаря чему выбираются зазоры в соединении.

Еще одна группа кулачковых С. дана на сх. *з* и *и*. Кулачок *21* (сх. *з*) при вращении входит в паз звена *20* и стопорит его.

В сх. *и* два круглых диска *22* и *23* имеют вырезы с радиусом кривизны, равным радиусу сопряженного диска. При положении дисков, показанном на сх., свободно вращается диск *23*, но стопорится диск *22*. Возможно стопорение диска *22* при свободном вращении диска *23*.

СТОПОХОДЯЩИЙ М. ЧЕБЫШЕВА – шагающее устр. на основе обращенного прямолинейно-направляющего м. (предложено П. Л. Чебышевым (1821 – 1894)).



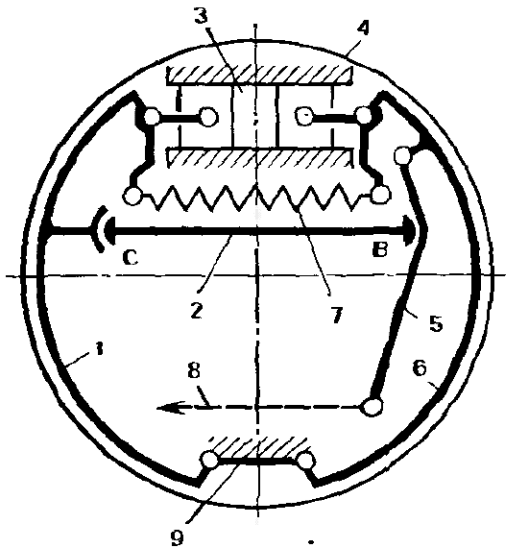
На сх. выделен шарнирный четырехзвенный м. *ABCD*, т. *E* звена *BC* которого воспроизводит относительно звена *AD* траекторию, близкую к прямой на одном из ее участков (прямило Чебышева).

На раме *4* установлено четыре таких м. Кривошипы м. соединены попарно между собой со сдвигом на 180°, а пары кривошипов соединены звеном *6*. При вращении одного из кривошипов все другие вращаются синхронно. К т. *E* присоединено звено-стопа *5*. Такие же звенья *1*, *2* и *3* присоединены к другим составляющим м.

При опущенных на дорожное полотно звеньях *2* и *5* т. *G* и *E* стоят на месте, а рама перемещается поступательно вдоль дорожного полотна, оставаясь примерно на одном уровне от дорожного полотна. Звенья *1* и *3* при этом поднимаются и перемещаются по ходу движения, а затем опускаются. Движение повторяется при неподвижных звеньях *1*, *3* и поднятых звеньях *2*, *5*. Звенья-стопы переступают подобно ногам животного.

СТОЯНОЧНОГО ТОРМОЗА М. – устр., обеспечивающее включение тормоза остановленного транспортного средства.

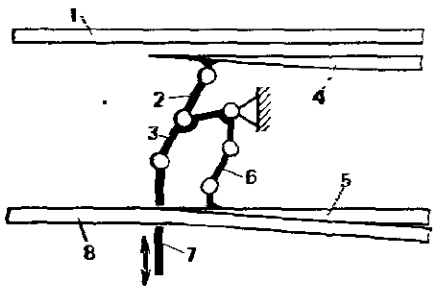
На сх. – С., установленный параллельно м. транспортного (рабочего) торможения. Колодки *1* и *6*, шарнирно соединенные с корпусом *9*, приводятся в движение гидроцилиндром *3* и прижимаются к барабану *4* – осуществляется торможение во время движения машины.



Возврат колодок осуществляется пружиной *7*.

Привод колодок во время стоянки осуществляется натяжением троса *8*. При этом рычаг *5* поворачивается и воздействует в т. *B* на колодку *6*, а через толкатель *2* в т. *C* – на колодку *1*, прижимает их к барабану *4*.

СТРЕЛКИ М. (ж. д.) – рычажная система, перемещающая и фиксирующая детали стрелки.



Приводная тяга, перемещаясь, поворачивает рычаг *3*, который прижимает через тяги *2* и *6* один из остряков *4* к рельсу *1*, а другой остряк *5* отводит от рельса 8. При движении тяги *7* в обратном направлении остряк *5* прижимается к рельсу *8*, а остряк *4* отводится от рельса *1*. Тяга *7* в каждом из указанных положений фиксируется.

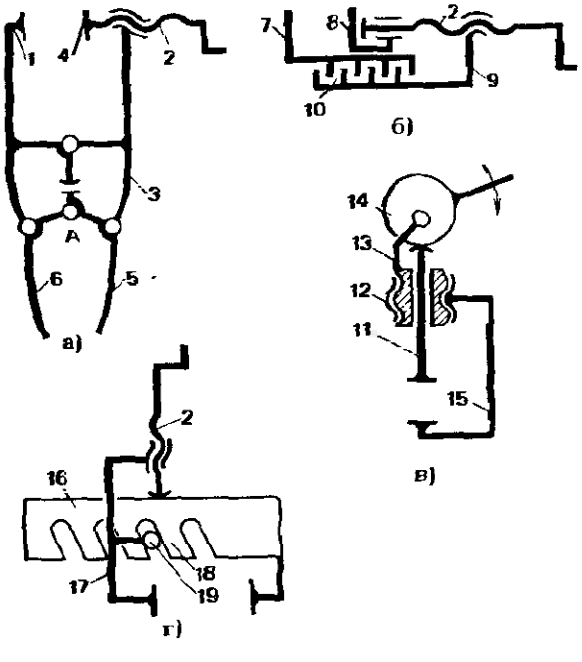
СТРУБЦИНА (нем. Schraubzwinge, от Schraube – винт *и* Zwinge – тиски) – приспособление для крепления деталей, прижатия их друг к другу для совместной обработки и т. п. операций. С. имеет, как правило, два м., один из которых обеспечивает начальное расположение зажимных звеньев, а другой – их непосредственное сжатие.

Рычажная С. (сх. *а*) имеет винт *2* для предварительной установки звена *1* и губки *4* на определенном расстоянии. Зажимают детали посредством рычажного м. Рычаги *5* и *6* при их сближении воздействуют на звенья *3* и *1* и производят их относительный поворот. При положении шарнира *A* за мертвой т. исключается самопроизвольное разжатие С.

В сх. *б* ползун *7* размещают в требуемом положении и фиксируют относительно звена *9* посредством гребенчатого соединения *10*. Ползун *8* перемещают, вращая винт *2*, и тем самым зажимают детали между звеньями *7* и *8*.

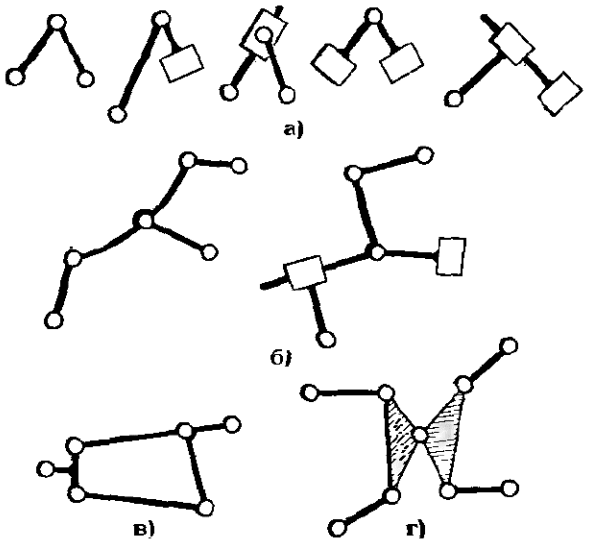
В сх. *в* с помощью винтовой пары (винт *13*, гайка *12*) предварительно располагают зажимные звенья *11* и *15*. Поворотом эксцентрика *14* перемещают ползун *11* и зажимают детали.

В сх. *г* зажимные звенья *16* и *17* взаимодействуют между собой посредством клинового м., выполненного в виде наклонного паза *18* на одном звене и выступа *19* на другом. Начальное положение устанавливают, вводя выступ *19* в один из пазов. Зажимают детали путем относительного перемещения звеньев *16* и *17* с помощью винта *2*. Усилие сжатия деталей определяется величиной силы, действующей на винт *2*



и преобразованной в винтовой паре и клиновом м.

СТРУКТУРНАЯ ГРУППА – кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно элементов ее внешних кинематических пар равно нулю, причем из нее нельзя выделить более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию. С. используют при синтезе м.



Согласно определению числа степеней свободы для плоских м. с низшими парами $3n - 2p_1 = 0$, где n – число подвижных звеньев; p_V – число одноподвижных кинематических пар. Возможны, например, следующие варианты:

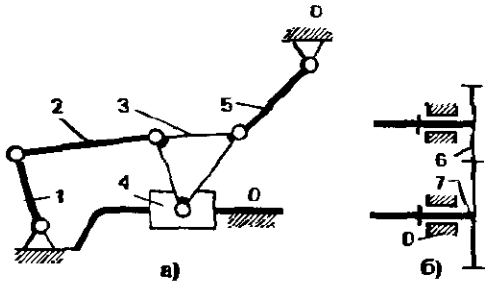
n	2	4	6
p_V	3	6	9

Наиболее простые С. с $n = 2$ и $p_V = 3$ (сх. *а*). Их называют двухповодковыми С. или С. II класса (к I классу условно относят группу, состоящую из начального звена и стойки).

У С. трехповодковых или III класса $n = 4$ и $p_1 = 6$ (сх. *б*). То же, у С. IV класса (сх. *в* – замкнутый контур имеет четыре внутренние кинематические пары). У четырехповодковой С. III класса $n = 6$ и $p_V = 9$ (сх. *г*).

Пространственная С. III класса представляет собой «треногу», замкнутый контур которой соединен с тремя поводками, каждый из которых имеет на концах трехподвижную и пятиподвижную пары.

СТРУКТУРНАЯ СХЕМА – схема м., указывающая звенья и характер их взаимосвязи (вид кинематических пар).



В С. плоского рычажного м. на сх. *а* звенья *0* и *1*, *1* и *2*, *2* и *3*, *3* и *5*, *3* и *4*, *5* и *0* соединены посредством цилиндрических вращательных пар. Ползун *4* образует со стойкой поступательную пару.

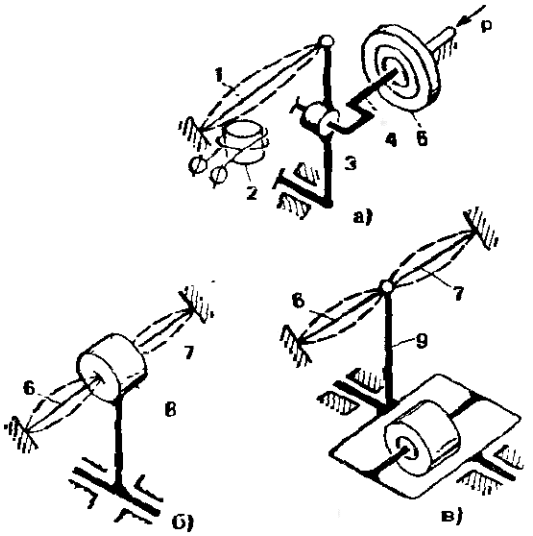
В С. зубчатого м. на сх. *б* звенья *6* и *7* образуют между собой высшую кинематическую пару, а со стойкой – цилиндрические вращательные пары.

СТРУКТУРНЫЕ ПРИЗНАКИ – свойства устр., характеризующие их составные части и связи между ними. С. определяют число и геометрию звеньев, их взаиморасположение и вид взаимных сочленений. С. также характеризуют возможности выделения из устр. отдельных групп звеньев, например соединений, узлов, агрегатов.

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ М. – проектирование структурной схемы по заданным структурным условиям.

СТРУННЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ – устр., преобразующее силу или момент силы в частоту.

При изменении силы натяжения струны (сх. *а*), например, под действием



давления p изменяется частота собственных колебаний струны. Колебания возбуждаются, например, с помощью электромагнита *2*. В режиме свободных затухающих колебаний или автоколебаний измеряется частота с помощью специальных приборов.

На сх. *а* – однострунный преобразователь. От манометрической коробки *5* через тягу *4* движение передается на рычаг *3* и далее на струну *1*. Натяжение струны F определяют, измеряя частоту f, причем $F = 4f^2ml$, где m, l – соответственно масса и длина струны.

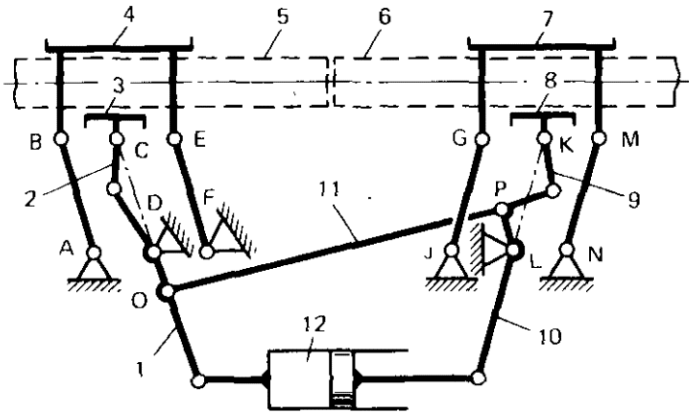
На сх. *б*, *в* – двухструнные преобразователи, используемые соответственно в акселерометре (маятниковом) и гироскопическом приборе. Исходное положение массы *8* или рычага *9* – при одинаковом предварительном натяжении струн *6* и *7*. При перемещении массы *8* или рычага *9* изменяется натяжение каждой из струн, но сумма натяжений остается неизменной. Сила F определяется в зависимости от разности частот: $F = 2(f_1 - f_2)(f_1 + f_2)ml$. При постоянной величине $f_1 + f_2$ сила зависит уже не от f^2, как в однострунном преобразователе, а от $f_1 - f_2$. Линейная зависимость упрощает пересчет частоты в искомую силу.

СТУПИЦА – центральная, обычно утолщенная часть колеса с отверстием для посадки его на ось или вал. С. соединена с ободом колеса спицами или диском.

СТЫК – место соединения двух продолжающих одна другую деталей.

СТЫКОВКИ ДЕТАЛЕЙ М. – м. для захвата деталей типа прутков и сближения их торцов до соприкосновения.

С. применяют для сборки деталей под сварку. Деталь *5* зажимают губками *3* и *4*, а деталь *6* – губками *7* и *8*. Губки *4* и *7* установлены на параллельных кривошипах *AB*, *EF* и *GJ*, *MN*. Вместе с основанием и губками образованы параллелограммы *ABEF* и *JGMN*. Губки *3* и *8* шарнирно присоединены в т. т. *C* и *K*



к звеньям *2* и *9* соответственно. Эти звенья также присоединены к коромыслам *1* и *10*, имеющим опоры в т. т. *D* и *L* соответственно. Между звеньями *1* и *10* установлен гидроцилиндр *12*, а между собой они связаны шатуном *11*, который вместе с ними образует антипараллелограмм *DOPL*.

С помощью гидроцилиндра губки зажимают детали и при этом выполняются соотношения:

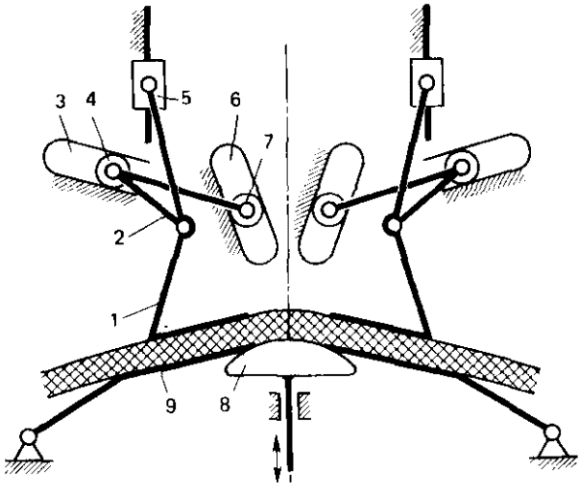
$$CD = AB = EF, \quad CD \parallel AB \parallel EF;$$

$$KL = GJ = MN, \quad KL \parallel GJ \parallel MN.$$

Благодаря этому все приведенные здесь параллельные звенья под действием гидроцилиндра наклоняются, причем наличие звена *11* обусловливает наклон звеньев *AB*, *CD* и *EF* навстречу звеньям *GJ*, *KL* и *MN*. Все эти звенья перемещают губки вместе с зажатыми в них деталями до их остановки.

СТЫКОВКИ КОРДНЫХ ПОЛОС М. – устр. для стягивания, соединения и опрессовки стыкуемых кордных полос шины.

Стыкующие пластины *9* и *1* перемещают соответственно посредством толкателя *8* и ползуна *5*. Перемещая



ползун 5, прижимают кордную полосу к пластине 9, передвигая ее к оси м. При опускании толкателя 8 пластина 9 приближается к оси м. Положение пластины 1 при ее движении к оси м. обеспечивается перемещением роликов 4 и 7 соответственно в неподвижных копирных пазах 3 и 6. Ролики 4 и 7 соединены между собой и с пластиной 1 посредством звена 2. Звенья 5, 4, 2, 7 и стойка образуют трехползунный пятизвенный м. со структурной группой III класса. Выходным звеном является шатун-пластина 1.

Устр. выполнено в виде двух симметрично расположенных м.

СТЯГИВАЮЩИЙ М.– устр. для стягивания соединяемых деталей. Перекидной рычаг 3 (сх. *а*) при движении, показанном стрелкой, с помощью тяги 2 притягивает деталь 1 к стойке.

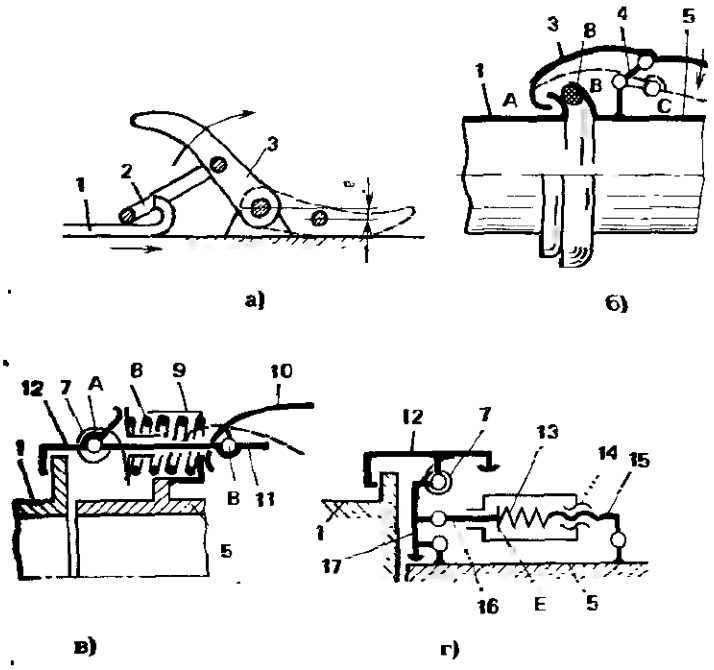
Крайнее положение рычага 3 (штриховые линии) исключает самопроизвольное открытие С., так как ось тяги 2 смещена на величину *e* относительно центра шарнира. На сх. *б* – м. для стягивания соединяемых труб и зажатия кольцевого уплотнения.

На трубе 5 смонтированы стягивающие рычаги 3, симметрично расположенные по периметру. Рычаги 3 соединены с трубой 5 посредством звеньев 4. На концах труб выполнены фланцы, между которыми размещают кольцевое уплотнение 6. При соединении труб крючками на рычагах 3 захватывают фланец трубы 1 и нажатием на рычаги 3 стягивают трубы и зажимают уплотнение. Самопроизвольное обратное движение рычага исключается при расположении центра шарнира *B* выше линии *AC*. В этом случае сила упругости уплотнения и других элементов соединения, проходящая вдоль линии *AC*, создает момент относительно т. *B*, препятствующий самопроизвольному движению рычага.

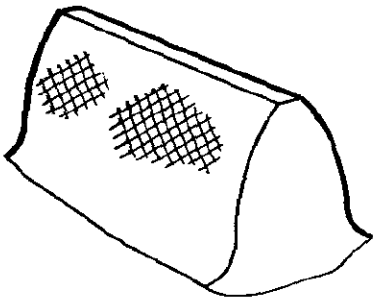
Использование такого м. возможно при достаточной упругости системы, например, при наличии уплотнения в сх. *б*. В сх. *в* для этой цели специально введена пружина 9.

При разомкнутом С. (сх. *в*) рычаг 10 находится в крайнем верхнем положении, пружина 8 в свободном состоянии, крючок 12 под действием спиральной пружины 7 откинут вверх. Для стягивания деталей 1 и 5 крючок 12 опускают вниз, захватывая им выступ детали 1, и нажимают рычаг 10. Рычаг 10 упирается в корпус 9, жестко соединенный с деталью 5, и подтягивает звено 11, преодолевая сопротивление пружины 8. Вместе со звеном 11 перемещается крючок 12 и деталь 1 движется относительно детали 5 до соприкосновения с ней. Здесь так же, как и в сх. *а*, *б*, обеспечивается условие, исключающее самопроизвольное раскрытие С. Для этого т. контакта рычага 10 с корпусом 9 должна лежать выше линии *AB*.

На сх. *г* дан С., обеспечивающий возможность жесткого соединения деталей. Крючком 12 захватывают выступ детали 1. При этом рычаг 17 поворачивают влево до упора, преодолевая сопротивление пружины 13. После этого вращают гайку 14, перемещая ее по винту 15 до тех пор, пока она не упрется в выступ *E* на звене 16, т. е. произойдет исключение упругой связи в системе.



СУММАРНОЕ ПЯТНО КОНТАКТА – часть боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям



парного зубчатого колеса после вращения собранной передачи при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование зубьев обоих колес.

СУММИРУЮЩИЙ М. – устр., в котором перемещения нескольких входных звеньев преобразуются в перемещение выходного звена в виде суммы величин, равных или пропорциональных перемещениям входных звеньев.

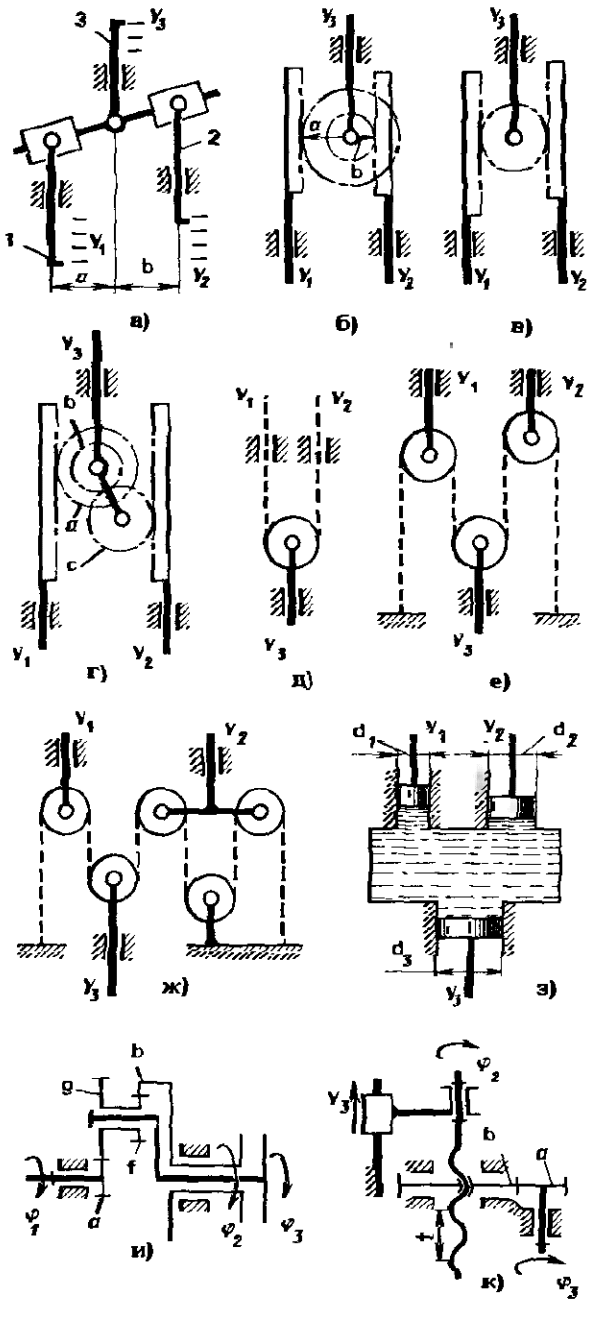
Различают С. рычажные (сх. *а*), реечные (сх. *б*, *в*, *г*), полиспастные (сх. *д*, *е*, *ж*), гидравлические (сх. *з*), планетарные (сх. *и*), винтовые (сх. *к*) и комбинированные, например, в виде сочетания рычажных и кулачковых м. или рычажных, винтовых, реечных м. и т. п.

Представленные м. характеризуются преобразованием поступательных перемещений в поступательное (сх. *а*–*в*), вращательных перемещений во вращательное (сх, *и*), поступательных и вращательных перемещений во вращательное или поступательное (сх. *к*).

С. может иметь два входных звена и более. Для получения м. с тремя входными звеньями достаточно, например, последовательно соединить два м. с двумя входными звеньями и т. д.

В группе м. с поступательно движущимися звеньями *1*, *2*, *3* (сх. *а*) перемещения y_1, y_2 и y_3 связаны следующей зависимостью: $y_3 = k_1 y_1 + k_2 y_2$. Здесь для сх. *а*, *б* $k_1 = \frac{b}{a+b}$, $k_2 = \frac{a}{a+b}$, где a и b – расстояния, указанные на сх., – плечи суммирующего рычага; для сх. *в*, *д* $a = b$, поэтому $k_1 = k_2 = \frac{a}{a+b} = \frac{1}{2}$, т. е. $y_3 = \frac{y_1 + y_2}{2}$; для сх. *г* $k_1 = \frac{b}{b-a}$; $k_2 = \frac{a}{a-b}$, где a и b – числа зубьев соответственно колес a и b; для сх. *е* $k_1 = k_2 = 1$; для сх. *ж* $k_1 = 1$, $k_2 = 2$; для сх. *з* $k_1 = \frac{d_1^2}{d_3^2}$; $k_2 = \frac{d_2^2}{d_3^2}$, где d_1, d_2, d_3 – диаметры поршней, обозначенные на сх.

В м. с вращающимися звеньями угловые перемещения ψ_1, ψ_2, ψ_3 связаны зависимостью $\psi_3 = k_1\psi_1 + k_2\psi_2$, где k_1 – передаточное отношение между звеньями с угловыми перемещениями ψ_3 и ψ_1 при $\psi_2 = 0$, k_2 – то же, между звеньями с угловыми перемещениями ψ_3 и ψ_2 при $\psi_1 = 0$.



Для сх. *и* $k_1 = \dfrac{1}{1+\dfrac{g}{a}\dfrac{b}{f}}$; $k_2 = \dfrac{1}{1+\dfrac{f}{b}\dfrac{a}{g}}$,

где a, b, g, f – числа зубьев зубчатых колес, обозначенных на сх.

В сх. *к* перемещение ползуна y_3 суммируется с вращением винта ψ_2 и через зубчатую пару $b - a$ преобразуется в угловое перемещение ψ_3. При этом $\psi_3 = \pm\dfrac{a}{b}\dfrac{2\pi}{t}y_3 - \dfrac{a}{b}\psi_2$, где a, b – числа зубьев колес, обозначенных на сх.; t – ход винта; знаки «+» или «–» в зависимости от направления винтовой линии.

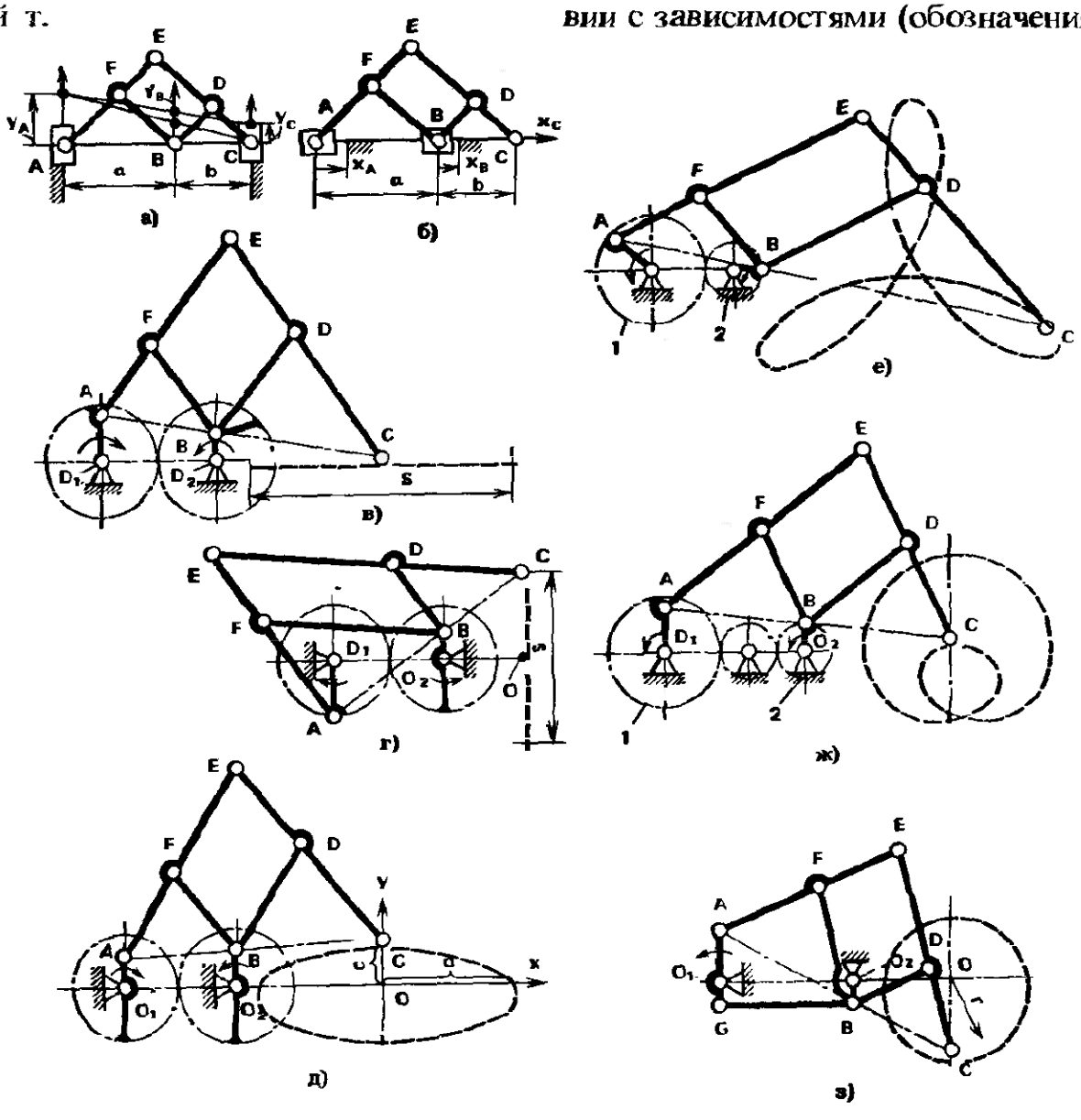
С. применяют в вычислительной технике, измерительных приборах, станках, автоматических линиях, в транспортных и др. машинах.

СУММИРУЮЩИЙ ПАНТОГРАФ – устр. на основе пантографа Сильвестра, в котором, задавая движение двум его т., получают результирующее движение третьей т.

С. позволяет суммировать линейные перемещения (см. *а*, *б*), а в совокупности с другими м. выполнять роль прямолинейно-направляющего м. (сх. *в*, *г*), воспроизводить эллипс (сх. *д*), разнообразные циклоидальные кривые (сх. *е*, *ж*) и окружность (сх. *з*).

На всех сх. представлен пантограф в виде параллелограмма *BFED*, у которого стороны *FE* и *ED* продолжены настолько, что т. т. *A* и *C* на концах этих сторон расположены на одной прямой с т. *B* (частный случай пантографа Сильвестра).

В т. т. *A* и *C* на сх. *а*, т. т. *A* и *B* на сх. *б* пантограф шарнирно связан с ползунами – входными звеньями. Перемещения ползунов позволяют получать перемещение т. т. *B* или *C* в соответствии с зависимостями (обозначения даны



на сх.) для сх. *а* $y_B = \frac{b}{a+b} y_A + \frac{a}{a+b} y_C$, причем $\frac{a}{b} = \frac{AF}{FE}$, для сх. *б* $x_C = -\frac{b}{a} x_A + \frac{a+b}{a} x_B$.

На сх. *в* и *г* с т. т. *A* и *B* шарнирно связаны кривошипы AO_1 и BO_2. Кривошипы соединены с зацепляющимися между собой зубчатыми колесами с одинаковым числом зубьев.

При начальном положении кривошипов, показанном на сх. *в*, и при выполнении условия $\frac{AO_1}{BO_2} = \frac{AE}{EF}$ т. *C* воспроизводит прямую линию длиной $s = 2r_2 + 2(r_1 + r_2)\frac{FE}{AF}$, здесь и далее $r_1 = AO_1$, $r_2 = BO_2$. Условия существования сх. *в* следующие:

$$\begin{cases} AF + BF > O_1O_2 + r_1 + r_2; \\ O_1O_2 - r_2 - r_1 > AF - BF. \end{cases}$$

В сх. *г* при показанном расположении кривошипов и условии $\frac{AO_1}{BO_2} = \frac{AE}{EF}$ т. *C* воспроизводит прямую линию длиной

$$s = 2(r_1 + r_2)\frac{FE}{AF} + 2r_2,$$

перпендикулярную линии O_1O_2 и расположенную на расстоянии от т. O_2, равном:

$$O_2O = O_1O_2\frac{EF}{AF}.$$

В сх. *д* при показанном расположении кривошипов и передаточном отношении зубчатой передачи $i = -1$ т. *C* воспроизводит эллипс со следующими параметрами:

$$d = r_2 + (r_1 + r_2)EF/AF;$$

$$c = r_1 + (r_2 - r_1)AE/AF$$

и координатой т. *O*:

$$O_2O = O_1O_2\frac{EF}{AF}.$$

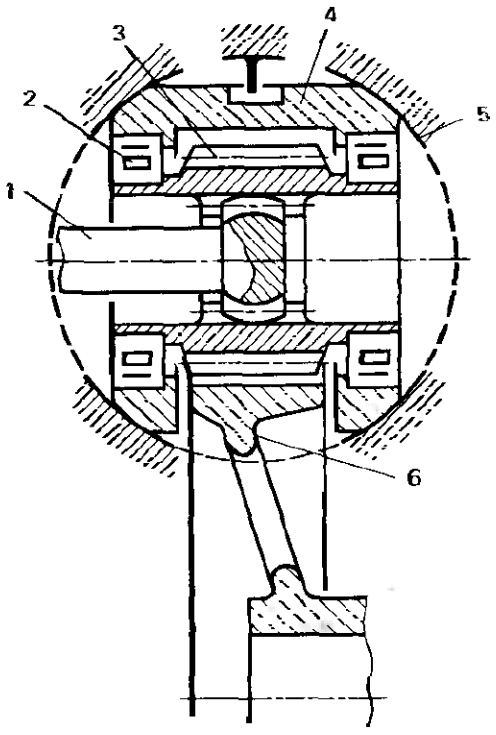
Сх. *е* отличается от сх. *д* передаточным отношением зубчатой передачи, которое равно $-1/2$, а в сх. *ж* оно равно 1/2. Выбором длин кривошипов и передаточного отношения зубчатой передачи можно получить любой вид циклоидальной кривой, частные варианты которых показаны на сх. *е* и *ж*.

В сх. *з* кривошипы AO_1 и BO_2 параллельны и вращаются синхронно благодаря их связи с помощью параллелограмма O_1GBO_2. Т. *C* воспроизводит окружность радиусом $r = r_2 + (r_1 + r_2)\frac{FE}{AF}$ с центром *O*, расположенным на расстоянии от т. O_2:

$$O_2O = O_1O_2\frac{EF}{AF}.$$

СФЕРИЧЕСКАЯ ОПОРА ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – устр., обеспечивающее выравнивание нагрузки вдоль зуба зубчатого колеса за счет его самоустановки вокруг т., лежащей на его оси.

Зубчатое колесо *3* зацепляется с колесом *6* и взаимодействует через зубчатую муфту с валом *1*. Зубчатая муфта допускает покачивание колеса *3* относительно вала *1*.

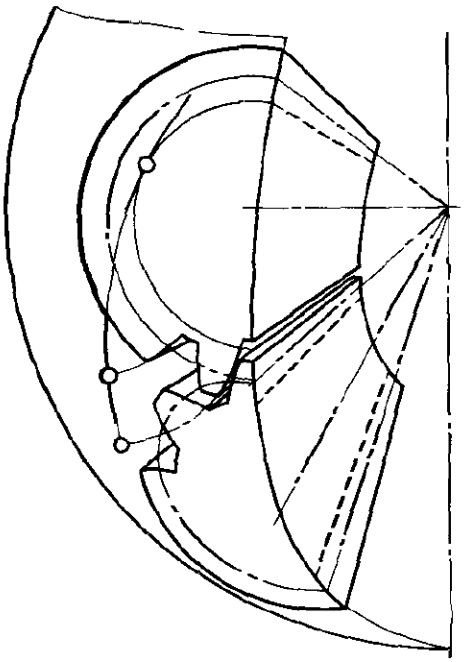


Колесо *3* установлено в подшипниках *2*, которые расположены в сферической опоре *4*. Сферическая опора своими участками сопрягается со сферической поверхностью *5* в корпусе.

Поворот колеса в процессе нагружения позволяет компенсировать перекосы и частично деформации звеньев и приводит к равномерному контакту по длине зубьев.

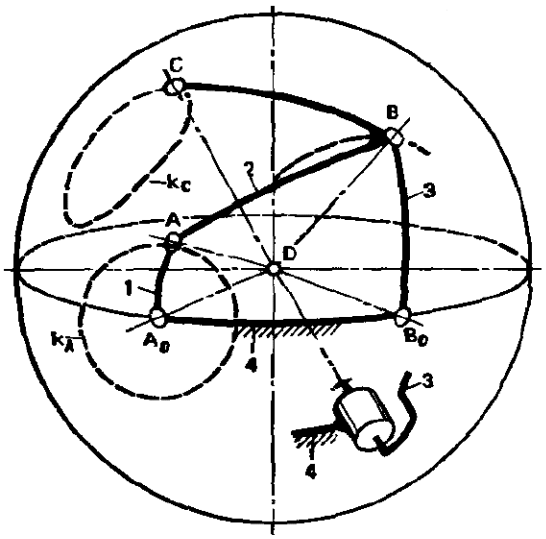
СФЕРИЧЕСКАЯ ЭВОЛЬВЕНТА – кривая на сфере, образуемая точкой дуги окружности с радиусом, равным радиусу сферы, и центром, совпадающим с центром сферы при качении этой дуги без скольжения по окружности, лежащей на сфере (см. также *Сферическое эвольвентное зацепление*).

СФЕРИЧЕСКОЕ ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зацепление конических зубчатых колес, теоретическими профилями зубьев которых в главном сечении (сечении поверхностью, нормальной к аксоидным, начальным и делительным поверхностям) являются сферические эвольвенты.



СФЕРИЧЕСКИЙ М. – м., в котором все постоянные и мгновенные оси вращения звеньев пересекаются в одной точке.

На сх. – четырехзвенный шарнирный С., состоящий из подвижных звеньев *1*, *2*, *3* и стойки *4*. В нем оси шарниров A_0, A, B, B_0 пересекаются в т. O. Все точки звеньев имеют траектории на сферических поверхностях с центром поверхности в т. O. На сх. т. A описывает окружность k_A, а т. C – шатунную кривую k_C на сферической поверхности.



СФЕРИЧЕСКИЙ ШАРНИР – трехподвижная кинематическая вращательная пара, элементы которой выполнены по сфере.

Конструктивно С. обычно выполняют из трех деталей: сопряженных звеньев *1*, *2* (сх. *а*) и удерживающего кольца *3*, присоединенного к звену *1*, например, посредством винтов *4*. Детали *1* и *3* при этом образуют в сборе общую внутреннюю сферу.

На сх. *б*, *г* – С. из двух деталей. Звено *1* на сх. *б* имеет упругие элементы *1'*, которые при сборке отгибаются. Такой С. предназначен для передачи нагрузки только в направлении прижатия одного звена к другому.

На сх. *в* С. состоит из трех деталей. Шар *5* имеет прорезь, благодаря чему он упруго деформируется и вводится в отверстие сопряженной детали с внутренней сферой. Диаметр отверстия меньше наибольшего диаметра сферы. После введения шара в отверстие в него вворачивают винт *4*, который фиксирует шар в разжатом состоянии. Шар таким образом удерживается в сопряженной детали.

Звено *2* на сх. *г* имеет круговой цилиндрический поясок *2'*, диаметр кото-

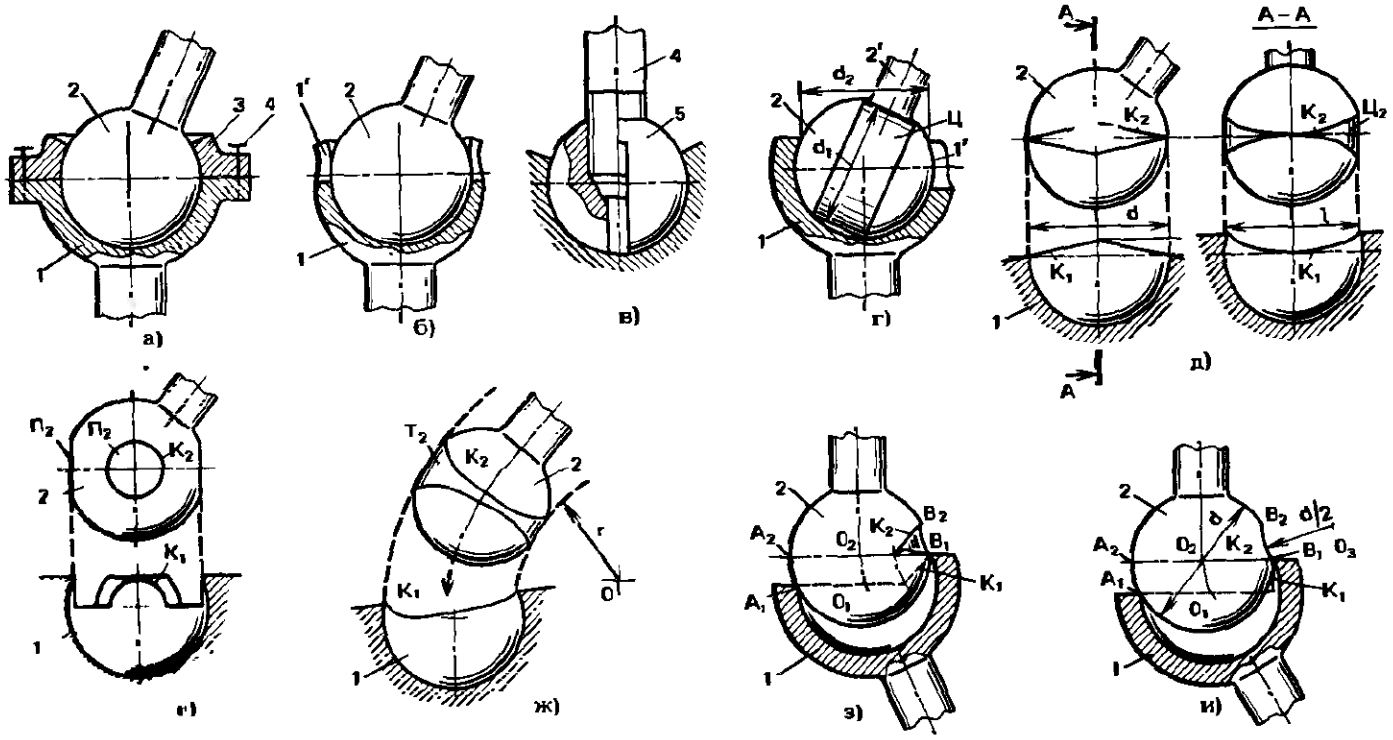
рого d_1 меньше диаметра d_2 отверстия во внутренней сфере звена *1*. Собирают С., повернув звено *2* относительно звена *1* таким образом, чтобы поясок *Ц* свободно проходил в отверстие внутренней сферы звена *1*. Для размещения стержня *2'* при сборке С. служит выемка *1'* в звене *1*.

Сх. *д* отличается от сх. *г* тем, что цилиндрический поясок $Ц_2$ на звене *2* имеет в поперечном сечении форму эллипса или любого другого замкнутого контура, например, имеющего размеры *d* и *l*. Причем линия K_2 пересечения пояска со сферой на звене *2* повторяет линию K_1 среза внутренней сферы звена *1*. В реальной конструкции вносится корректировка на очертание пояска с целью получения необходимых зазоров. В этом случае С. можно собрать только при определенном положении звеньев, показанном на сх., когда поясок $Ц_2$ свободно проходит через отверстие, очерченное линией K_1. Поворотом звена *2* после этого обеспечивают соединение звеньев С. Разборку осуществляют в обратном порядке.

На сх. *е* – аналогичная сх. *д* конструкция. С целью технологичности на детали *2* выполнены плоские срезы $П_2$. Контур K_2 при этом представляет окружность. Плоские срезы выполнены и на детали *1*. Контур K_1 – дуга окружности того же радиуса, что и контур K_2. Вводят деталь *2*, как показано на сх., перемещая ее поступательно-прямолинейно так, чтобы контуры K_2 и K_1 совместились, а затем разворачивают детали в рабочее положение. Разобрать С. можно только при совмещении контуров.

На сх. *ж* деталь *2* вводят по криволинейной траектории, например, по дуге окружности радиусом *r*. На детали *2* снят поясок T_2 в виде торовой поверхности, образованной перемещением контура отверстия K_1 по данной траектории. Контуры K_1 и K_2 при сборке совпадают. Разобрать С. можно только совместив контуры K_1 и K_2 и перемещая деталь *2* по данной траектории. Тем самым достигается бóльшая надежность в отношении исключения самопроизвольного разъединения деталей *1* и *2*.

На сх. *з* при сборке деталь *1* без поворота перемещают по дугам окружностей A_1A_2, O_1O_2, B_1B_2 относительно детали *2*. На детали *2* выполнен срез K_2, по которому при сборке скользит всеми точками контур отверстия K_1. Изготовлен срез может быть при таком же перемещении инструмента, имеющего режущую кромку K_1.



Объем срезанного тела детали *2* в этом случае меньше, чем на сх. *г—ж* при том же удерживающем усилии деталей от их разъединения. Надежность от самопроизвольного разъединения выше, чем в сх. *ж*, так как разборка возможна только при поступательно-криволинейном относительном перемещении деталей.

Контур отверстия K_1 детали *1* на сх. *и* подобран таким образом, что срез на детали *2* имеет цилиндрическую поверхность радиусом *d*/2 (центр кривизны O_3 лежит на одной прямой с т. т. O_1 и B_1), а контур среза — линия пересечения цилиндра и сферы. Такая конструкция более технологична.

С. применяют в м. с самоустанавливающимися звеньями, в незамкнутых кинематических цепях антропоморфных м. и в протезах суставов.

СФЕРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ – процесс обработки изделия путем придания изделию и (или) инструменту движений, при которых их взаимодействие приводит к образованию сферической поверхности на изделии.

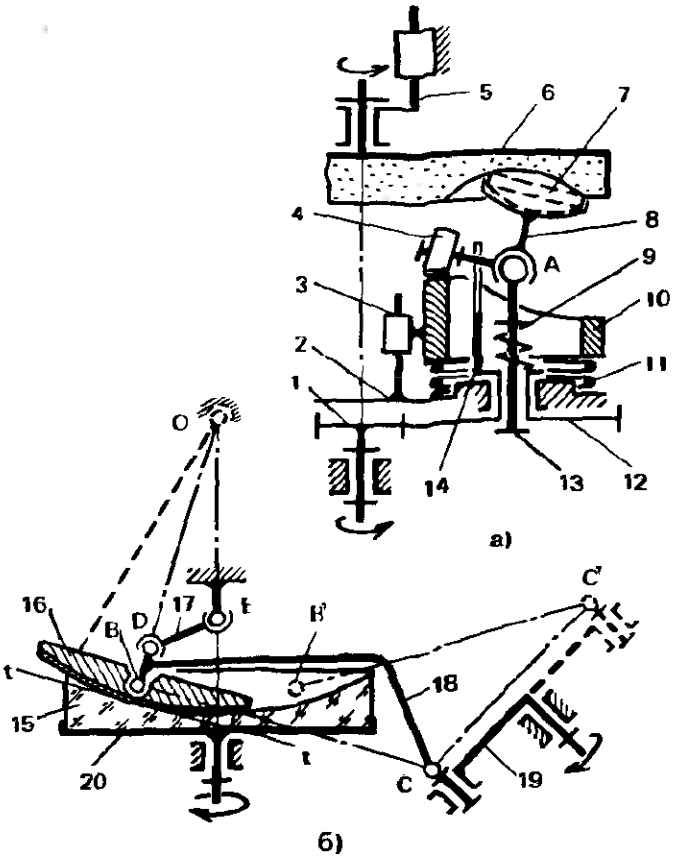
Инструмент *6* (сх. *а*) в виде шлифовального диска установлен на ползуне *5*, благодаря чему обеспечивается подъем и опускание инструмента. Изделие *7* устанавливается в коромысле *8*, соединенном шаровым шарниром *A* с осью *13*. Коромыслу *8* задается круговое движение поводком *14*, закрепленным на колесе *12*, приводимом от ведущей шестерни *1*. На коромысле имеется ролик *4*, который обкатывается по цилиндрическому кулачку *10*, и, таким образом, коромыслу, а соответственно и изделию задаются два движения: круговое и покачивание, которые в совокупности обусловливают движение точек изделия по сфере с центром в т. *A*. Поджатие кулачка *10* к ролику обеспечивается пружиной *11*. Сам же кулачок соединен со стойкой *2* поступательной парой *3*. Силовое замыкание между осью *13* и колесом *12* осуществлено пружиной *9*.

На сх. *б* изделие *15* установлено на проводимом во вращение шпинделе *20*. С изделием контактирует инструмент *16*, имеющий наружную рабочую поверхность сферической формы. Инструмент шарнирно присоединен к шатуну *18* пространственного м., приводимого в движение вращающимся кривошипом *19*. Т. *B* совершает круговое движение, а инструмент *16* обрабатывает внутреннюю сферическую поверхность изделия *15*, самоустанавливаясь на ней под действием силы тяжести.

В данном устр. использован пятизвенный пространственный м. (звенья *16*, *17*, *18*, *19* и стойка).

Звенья *16* и *15* образуют сферический шарнир с центром в т. *O*, эквивалентный кинематической паре, соединяющей звено *16* со стойкой. Вращение звена *20* не оказывает влияния на положение звеньев м.

Ось вращения кривошипа *19* расположена таким образом, что центры шарниров *C* и *B* (см. также положения т. т. *C'* и *B'*) лежат на прямой параллельной плоскости *tt*, касательной в зоне контакта звеньев *16* и *15* под т. *B*. Это обеспечивает постоянство давления



инструмента *16* на изделие *15* – усилие, направленное вдоль линии *BC*, практически не влияет на величину давления.

М. выполнен без избыточных связей и имеет несколько лишних (безвредных) степеней свободы: вращение звена *17* вокруг оси *DE* и звена *16* вокруг оси *BO*.

СХВАТЫВАЮЩЕЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. (СХВАТ) – рабочее оборудование манипулятора, выполняемое в виде сходящихся и расходящихся губок, зажимающих перемещаемый предмет и удерживающих его за счет сил трения или комбинации сил трения и запирающих усилий.

Губки *4* и *5* (сх. *а*) шарнирно соединены с корпусом захватного устр. *2*. Раздвигаются и сдвигаются губки при перемещении штока *1* и воздействии на них через звенья *3*.

В сх. *б* одна из губок *6* жестко закреплена на корпусе *2*, а вторая губка *4* приводится в движение гидроцилиндром *7*, воздействующим на нее через звено *3*.

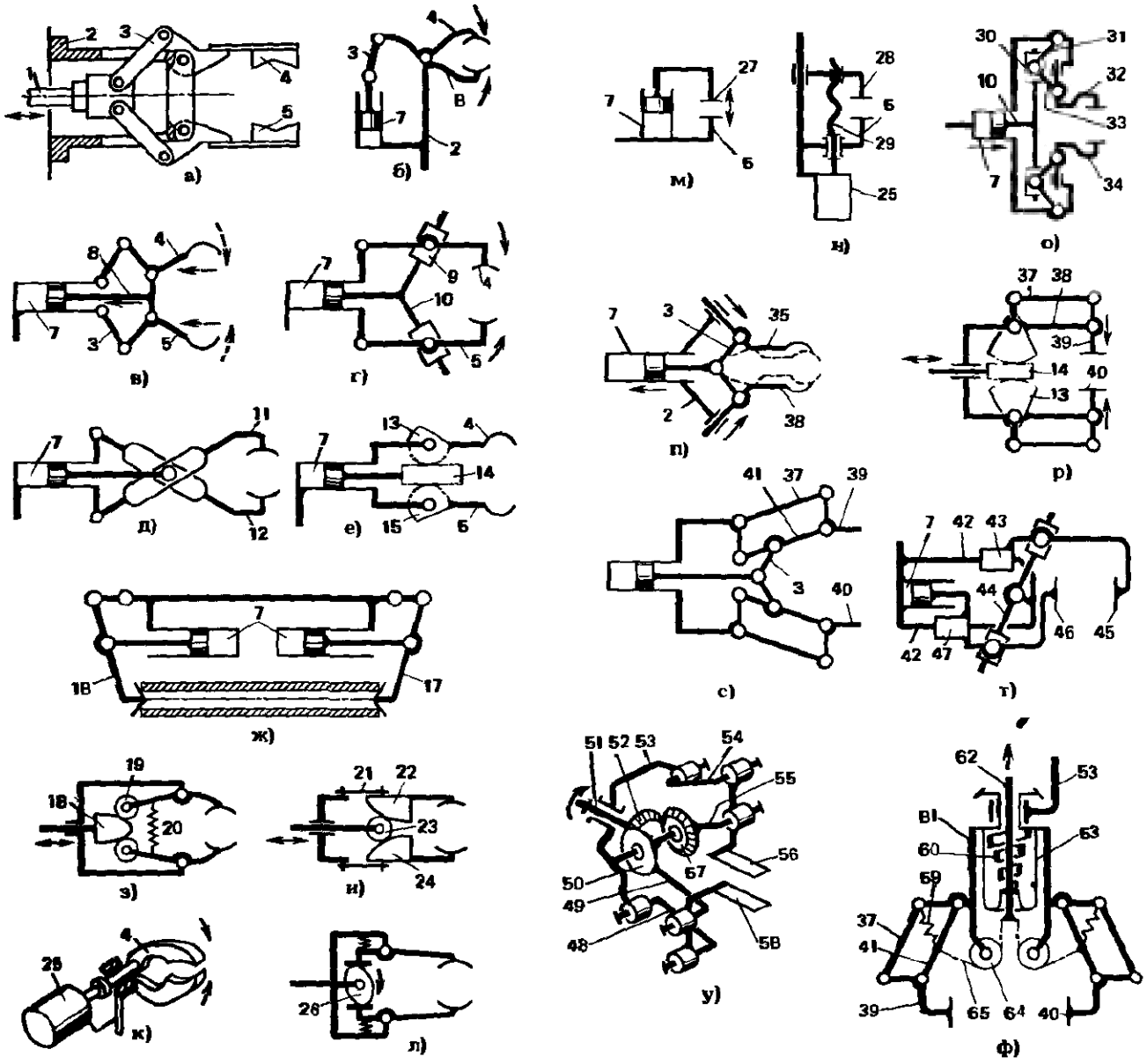
В сх. *в* губки *4* и *5*, приводимые гидроцилиндром *7* через шток *8*, совершают зависимые качательное и поступательное движения.

В сх. *г–л* губки совершают качательные движения.

В сх. *г* шток *10* связан с губкой посредством поступательной и вращательной пар. Между штоком и губкой установлено звено *9*.

В сх. *д* губки *11* и *12* выполнены в виде кулис, взаимодействующих со штоком гидроцилиндра *7*.

В сх. *е* шток гидроцилиндра соединен с зубчатой рейкой *14*, взаимо-



действующей с зубчатыми секторами *13* и *15*. Секторы *13* и *15* жестко соединены соответственно с губками *4* и *5*.

С. на сх. *ж* предназначен для длинномерных предметов, например труб. Два гидроцилиндра *7* раздвигают и сдвигают губки *16* и *17*.

В сх. *з* привод губок осуществляется за счет перемещения кулачка *18* и его взаимодействия с роликами *19*. Силовое замыкание осуществлено пружиной *20*.

В сх. *и* губки жестко соединены с кулачками *22* и *24* и присоединены к корпусу посредством листовых пружин *21*. Перемещая ролик *23*, раздвигают кулачки *22* и *24*. Возвращаются кулачки благодаря упругости пружин.

Сх. *к* отличается от сх. *б* тем, что в ней для привода губки *4* используется поворотный двигатель *25*.

В сх. *л* раздвигают губки поворотом кулачка *26*.

Сх. *м, н, о* характеризуются только поступательным движением губок. В сх. *м* губка *5* жестко соединена с корпусом, а губка *27* – со штоком гидроцилиндра *7*. В сх. *н* губка *5* также закреплена на корпусе, а губка *28* приводится в движение двигателем *25* посредством винта *29*. В сх. *о* на штоке *10* установлен ползун *30*, взаимодействующий через звенья *31* и *33* с губкой *32*. Чем ближе сходятся губки *32* и *34*, тем больше развивается усилие сжатия ими предмета благодаря распорному усилию между звеньями *31*, *33* и корпусом схвата.

В сх. *п* губки *35* и *36* установлены в наклонных пазах корпуса и приводятся в движение от гидроцилиндра *7* через звенья *3*.

В сх. *р* губки *39* и *40* движутся поступательно вследствие их соединения с корпусом с помощью параллелограмма, содержащего параллельные коромысла *37* и *38*. Коромысло *38* жестко соединено с зубчатым сектором *13*, взаимодействующим с зубчатой рейкой *14*. Привод такой же, как на сх. *е*.

В сх. *с* коромысла *37* и *41*, губка *39* и корпус образуют параллелограмм. Коромысло *41* поворачивается при воздействии гидроцилиндра через звено *3*.

На сх. *т* губки *45* и *46* жестко закреплены на ползунах *43* и *47* соответственно. Ползуны установлены на направляющих *42*, соединенных с корпусом С. Поступательное движение ползуну *47* и соответственно губке *46* сообщается гидроцилиндром *7*. Благодаря связи звеньев *43* и *47* равноплечей кулисой *44* обеспечивается встречное движение губок *45* и *46*. Это движение также, как в сх. *м, н* и *о*, прямолинейное.

На сх. *у* каждая из губок *56* и *58* соединена шарнирно с корпусом *53* посредством параллельных звеньев *54*, *55* и *48*, *49* соответственно. Каждое из звеньев *55* и *49* жестко соединено с одним из конических колес *57* и *50*. При вращении вала *51* коническое колесо *52* заставляет вращаться колеса *57* и *50* в разные стороны и при этом поворачиваются звенья *55* и *49*, а губки сходятся или расходятся. Наличие параллельных звеньев обеспечивает поступательное перемещение губок.

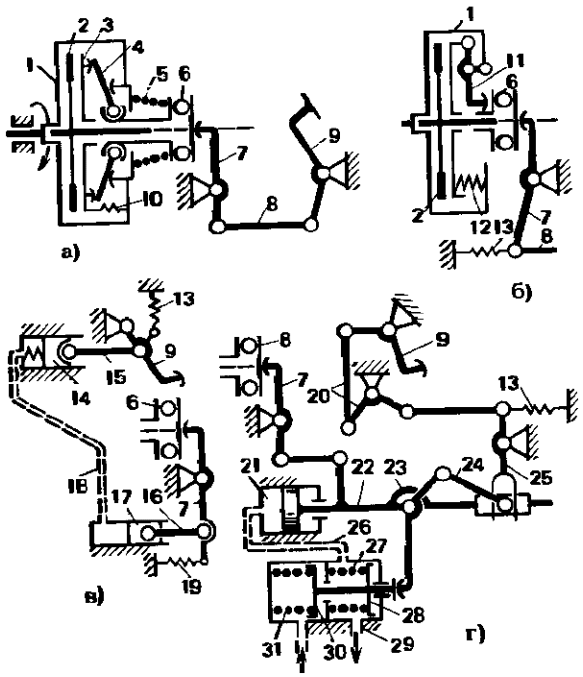
В сх. *ф* осуществляется аналогичное движение с помощью иного исполнения передаточного устр. Каждая из губок *39* и *40* образует с корпусом *61* и параллельными звеньями параллелограмм (звенья *37*, *41* для губки *39*). Сдвигаются губки при перемещении тяги *62*. Тяга *62* соединена со звеньями параллелограммов гибкой связью *65*, огибающей ролики *64*. Возврат тяги осуществляется пружиной *60*. Для герметизации ввода тяги служит кожух *63*. Разжатие губок осуществляется пружинами *59*.

СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ – см. *Кинематическая схема.*

СХЕМА М. – форма описания м., показывающая основные признаки м. (структурные, кинематические и динамические).

СХЕМА СТРУКТУРНАЯ – см. *Структурная схема.*

СЦЕПЛЕНИЕ – управляемая сцепная муфта между двигателем и коробкой передач автомобиля.



У маховика *1* двигателя фрикционная поверхность взаимодействует с диском *2* (сх. *а*). К диску *2* при включенном С. прижат диск *3*. Прижатие осуществляется пружиной *5*, воздействующей на диск *3* через рычаг *4*. Рычаги *4* располагают симметрично под углом 120° один к другому. Прижатие диска в трех точках обусловливает его плотное прилегание к диску *2*.

При выключении С. нажимают на педаль *9*. Движение при этом через тягу *8* и рычаг *7* передается на подшипник *6*. Сжимая пружину *5*, отводят рычаги *4* от диска *3*. Под действием пружин *10* диск *3* отходит от диска *2*.

В сх. *б* диски прижаты пружинами *12*, отводятся посредством рычагов *11* при перемещении подшипника *6*. Педаль возвращается пружиной *13*.

На сх. *в* – гидравлическая система управления С. При нажатии на педаль *9* движение через шатун *15* передается поршню *14*. Поршень перемещает рабочую жидкость по каналу *18*. Под давлением жидкости перемещается поршень *17* и через шатун *16* воздействует на рычаг *7*. Возвращается рычаг пружиной *19*.

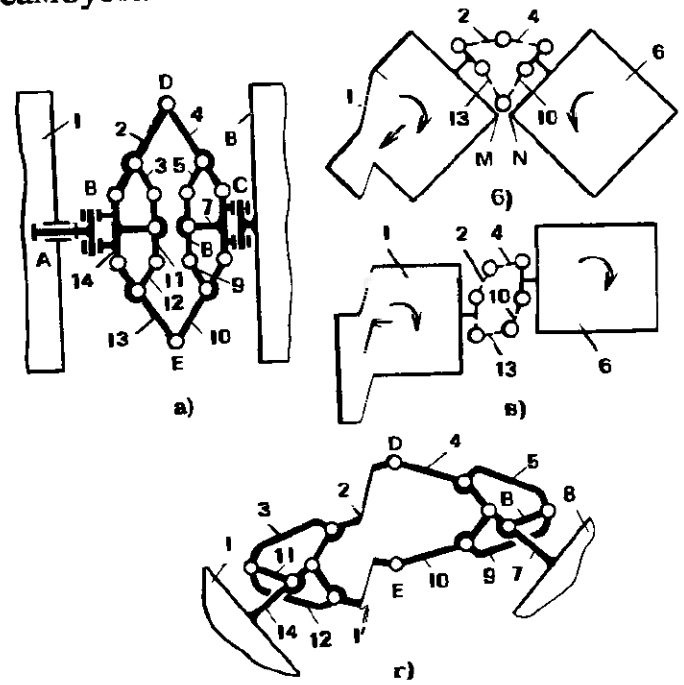
На сх. *г* – усилитель в системе управления С. Нажатием на педаль

движение через
приводят рычаг *25* в аг *25* через шатун
систему звеньев *20*. Рыча твует на клапаны
24 и рычаг *23* воздейст и *31* сжимаются,
28 и *30*. Пружины *27* доступ сжатому
клапан *30* открывает полость пневмо-
воздуху по каналу *26* в перемещается и
цилиндра *21*. Шток *22* . Одновременно
передвигает рычаг *7* *23* и клапан *30*
перемещается рычаг катого воздуха, а
перекрывает доступ сж атия на педаль *9*
при прекращении нажа нал *29*, по которо-
клапан *28* открывает ка и *21* выходит в
му воздух из полост разом осуществ-
атмосферу. Таким об
ляется выключение С. ТА – муфта для

СЦЕПНАЯ МУФТ ения вращающих-
соединения и разъедин ных условиях. С.
ся звеньев при задан ыключаться авто-
может включаться и в *равляемая муфта*)
матически (см. *Самоуп* еднюю наз. управ-
и принудительно. Посл ой. К С. относятся
ляемой сцепной муфт вая сцепная и зуб-
фрикционная, кулачко
чатая сцепная муфты. – система звеньев,

СЦЕПНОЕ УСТР. и транспортного
соединяющая секци вающая передачу
средства и обеспечи зависимое управ-
тягового усилия и н секций и переме-
ляемое перемещение профилем дорож-
шение, обусловленное
ного полотна. де многозвенного

На сх. *а* С. в ви ительно продоль-
симметричного отно леют возможность
ной оси м. Секции и в зависимости от
самоустанавливаться



профиля дорожного полотна благодаря их соединению с помощью шарниров *A*, *B* и *C*. Наличие двух шарниров *B* и *C* с параллельными осями позволяет разгрузить шарниры сцепного устр. от веса секций при расположении их на разных уровнях.

Между звеньями *14* и *7* расположен шарнирный двенадцатизвенный м. с одной степенью свободы. Относительный поворот или перемещение звеньев *14* и *7* однозначно определяют положение остальных звеньев.

В основе устр. четыре четырехзвенных двухкоромысловых м. Например, если принять за стойку звено *14*, то к нему присоединены коромысла *2* и *11*, связанные шатуном *3* (один м.), коромысла *13* и *11*, связанные шатуном *12* (другой м.). Здесь общие звенья – стойка *14* и коромысло *11*. Аналогично, если принять за стойку звено *7*, то к нему с одной стороны присоединены коромысла *8* и *4*, связанные шатуном *5*, а с другой стороны – коромысла *8* и *10*, связанные шатуном *9*.

М. соединены также между собой попарно. Звено *2* шарнирно соединено в т. *D* со звеном *4*, звено *13* в т. *E* – со звеном *10*.

Каждый м. из положения, когда одно из коромысел и шатун вытянуты в прямую линию (мертвая т.), имеет два варианта перемещения звеньев (см. *Двухкоромысловый м.*). При этом м. с общими звеньями одновременно могут иметь только разные варианты перемещения звеньев. Так как их мертвые т. не совпадают, движение звеньев в любом случае определенное.

Упомянутое свойство, а также симметрия соединения м. позволяют иметь два варианта перемещения звеньев замкнутого контура (звенья *14, 2, 4, 7, 10* и *13*), представленные на сх. *б* и *в*.

В первом случае положение звеньев четырехзвенных м. симметрично относительно линии *DE*. Во втором случае м., содержащий коромысло *2*, имеет такое же положение звеньев, что и м., содержащий коромысло *10*, другой вариант положения звеньев имеют два других м.

Расположение звеньев на сх. *б* и *в* получают, поворачивая секции *1* и *6* в направлении стрелок. При этом, так как относительный поворот секций ограничен минимально допустимой величиной *MN*, то С. позволяет в сх. *б* круче развернуть секции, чем при шарнирном их сочленении, и при таком же расстоянии между секциями.

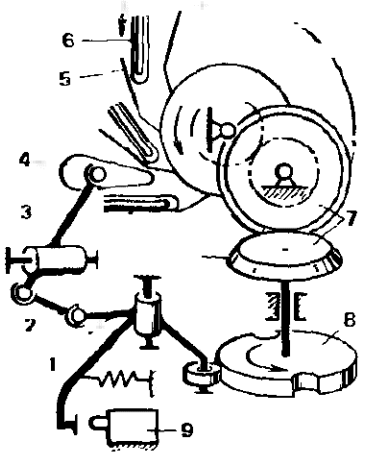
С. при расположении звеньев на сх. *в* обеспечивает перестроение транспортного средства из одного ряда в другой на малом участке дороги.

Сх. *г* отличается от сх. *а* лишь иным конструктивным исполнением звеньев, обозначенных так же, как и на сх. *а*. На сх. условно не показаны шарниры *A*, *B* и *C*.

Положение звеньев на сх. *г* соответствует повороту секций навстречу друг другу, как на сх. *б*, С. на сх. *г* более компактно в поперечном направлении.

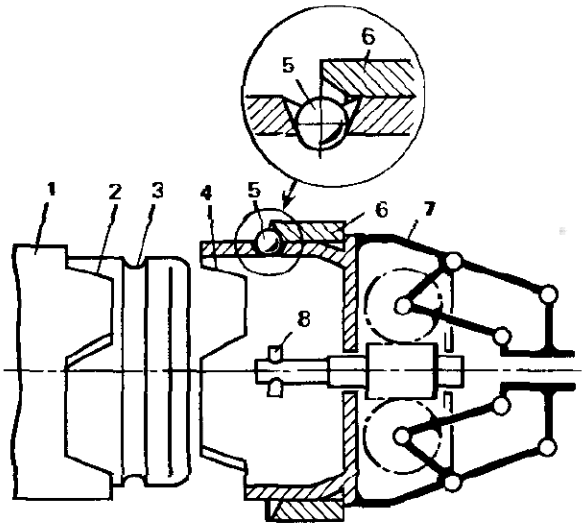
СЧЕТЧИК ТЕТРАДЕЙ (полиграф.) – устр. для определения количества отпечатанных тетрадей и смещения в сторону одной из них после того, как отсчитано их определенное число.

Тетрадь *6* попадает в карман собирателя *5*. Собиратель кинематически связан посредством зубчатой передачи *7* с кулачком *8*. Кулачок *8* делает один оборот за 25 оборотов печатного аппарата. Пластина *4*, установленная на рычаге *3*, перемещается посредством шатуна *2* и коромысла *1*, взаимодействующего с кулачком *8*. Когда



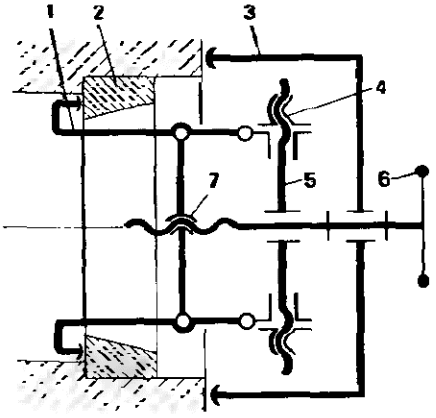
ролик коромысла попадает в углубление кулачка, включается счетчик *9*, фиксирующий количество отпечатанной продукции. Одновременно пластина *4* входит сбоку в карман собирателя, ударяет по очередной тетради и смещает ее в сторону из общего ряда при выведении его на выходной конвейер. Звенья *1*, *2* и *3* образуют пространственный четырехзвенный шарнирный м.

СЪЕМНОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР.– рабочее оборудование манипулятора в виде отдельного блока, отсоединяемого и присоединяемого к корпусу привода без дополнительной разборки.



Корпус привода *1* имеет выступы *2*, которые при соединении входят во впадины *4* на корпусе захватного устр. *7*. Ведущий вал захватного устр. имеет полумуфту *8*, соединяющуюся с соответствующей полумуфтой привода при перемещении захватного устр. (на сх. влево). Фиксация захватного устр. в присоединенном положении осуществляется шариками *5*, которые западают в канавку *3* и удерживаются там надвинутой втулкой *6*. Шарики *5* размещены в конусных отверстиях, диаметр наименьшего сечения которых немного меньше диаметра шарика, чтобы он удерживался в этом сечении при отсоединении захватного устр.

СЪЕМНИК – приспособление для разборки деталей, установленных друг в друге по посадке с натягом.



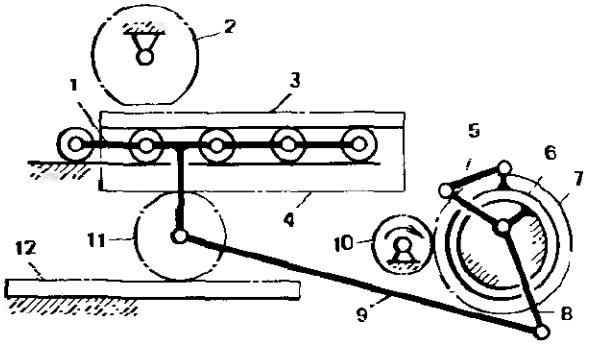
В корпусе *3* установлены лапки *1* – рычаги, раскрытие которых регулируют гайками *4*, перемещая их относительно ползуна *5*. Корпус *3* опирают на неподвижную деталь, лапки подводят к поверхности другой детали *2* и, вращая маховичок *6*, перемещают лапки в осевом направлении посредством винтовой пары *7*. При этом вместе с лапками перемещается деталь *2* относительно неподвижной детали.

Т

ТАКТ ДВИЖЕНИЯ – промежуток времени, в течение которого не меняется состояние (наличие или отсутствие движений) ни одного из исполнительных устр.

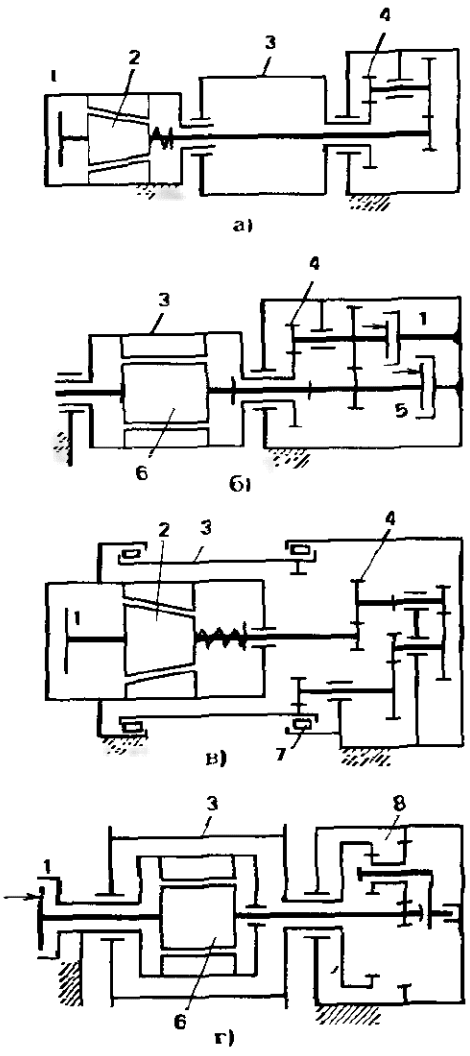
ТАКТОГРАММА МАШИНЫ – схема согласованности перемещений исполнительных устр. в зависимости от их положения.

ТАЛЕРА М. (полиграф).– устр. для возвратно-поступательного перемещения талера-плиты с печатной формой. Талер *3* при перемещении взаимодействует с печатным цилиндром *2*. Перемещается талер по роликовой направляющей-ползуну *1*. Привод осу-



ществляется от двигателя через зубчатые колеса *10* и *7* и последовательно соединенные два четырехзвенных шарнирных м. и реечный м. Первый м. состоит из звеньев *6*, *5*, *8* и стойки. Вращательная пара между звеном *6* и стойкой больше по размерам, чем вращательная пара между звеном *8* и стойкой. Звено *6* жестко соединено с колесом *7*, а звено *8* – общее для двух последовательно соединенных м. Второй м. имеет звенья *8*, *9*, *1* и стойку. Шестерня *11* при движении ползуна *1* перекатывается по рейке *12* и сообщает движение рейке *4* с удвоенной скоростью по сравнению со скоростью ползуна *1*. Соответственно ход звена *3* в 2 раза больше хода ползуна *1*.

ТАЛЬ (от голл. talie) – подвесное грузоподъемное устр., содержащее лебедку и тележку.



На сх. *а*–*г* – исполнения лебедок Т. Обычно соосно двигателю *2* располагают барабан *3* и редуктор *4*.

В сх. *а* двигатель имеет подпружиненный конусный ротор. При включении двигателя ротор втягивается в статор и тормоз *1* размыкается. При выключении двигателя ротор *2* под действием пружины перемещается влево, и тормоз *1* автоматически замыкается.

В сх. *б* двигатель *6* непосредственно встроен в барабан, и его статор вращается вместе с барабаном. В корпусе редуктора дополнительно установлен тормоз *5*.

В сх. *в* барабан в виде обечайки без торцовых стенок установлен на подшипниках *7*. Двигатель с неподвижным корпусом встроен в барабан.

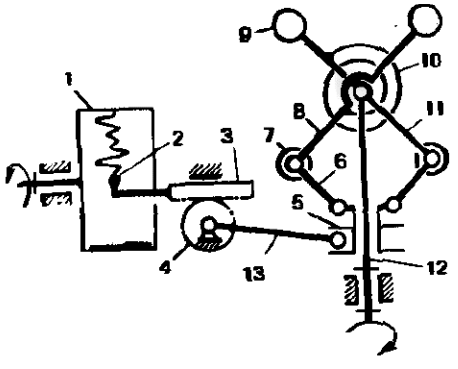
В сх. *г* двигатель *6* встроен в барабан *3* и соединен с планетарным редуктором *8* (см. *Планетарная зубчатая передача* сх. *е*), установленным в отдельном корпусе.

ТАНГЕНСНЫЙ М. – см. *Кулисно-ползунный м.*

ТАНГЕНЦИАЛЬНОЕ (КАСАТЕЛЬНОЕ) УСКОРЕНИЕ – см. *Ускорение точки.*

ТАХОГРАФ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ (от греч. tachos – быстрота, скорость и grapho – пишу) – прибор для измерения и записи изменения частоты вращения звена м., принцип действия которого основан на использовании центробежных сил.

Грузы *9* и *7* установлены на звеньях *8* и *11*, шарнирно соединенных с вращающимся валом *12*. Звенья *8* и *11* связаны между собой спиральной пружиной *10*. При вращении вала *12* грузы *7* и *9* удаляются от оси вращения под действием центробежных сил до тех пор, пока момент центробежных сил не уравновесится моментом упругости пружины



10. Движение груза *7* преобразуется посредством шатуна *6* в поступательное перемещение ползуна *5*. Ползун *5* посредством рычага *13* поворачивает зубчатое колесо *4*, взаимодействующее с зубчатой рейкой *3*. На конце рейки установлено перо *2*, записывающее перемещения рейки на поверхности вращающегося барабана *1*.

ТАХОМЕТР ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ (от греч. tachos – быстрота, скорость и metreo – измеряю) – прибор для измерения частоты вращения звена м., основанный на использовании центробежных сил.

На вращающемся валу *1* (сх. *а*), частоту вращения которого измеряют, установлены грузы *6*. Каждый из грузов *6* связан с валом коромыслом *4* и ползуном *2* посредством шатуна *3*. Под действием центробежных сил грузы *6* расходятся и перемещают ползун *2*. Пружина *5* сжимается до тех пор, пока приведенная к ползуну сила от действия центробежных сил не уравновесит усилие сжатия пружины. Стрелка *7* указывает на шкале *8* частоту вращения.

В сх. *б* кольцо *12* шарнирно соединено с вращающимся валом и удерживается в наклонном положении спиральной пружиной *11*. Момент сил инерции, действующих на кольцо *12*, стремится привести его ось в положение, совпадающее с осью вращения. Кольцо поворачивается до тех пор, пока пружина *11* не уравновесит момент сил инерции. Поворот кольца преобразуется через шатун *9* в поступательное движение ползуна. Движение ползуна передается стрелке *7*, указывающей на шкале *8* измеряемую частоту вращения. Колебания стрелки гасятся демпфером *10*.

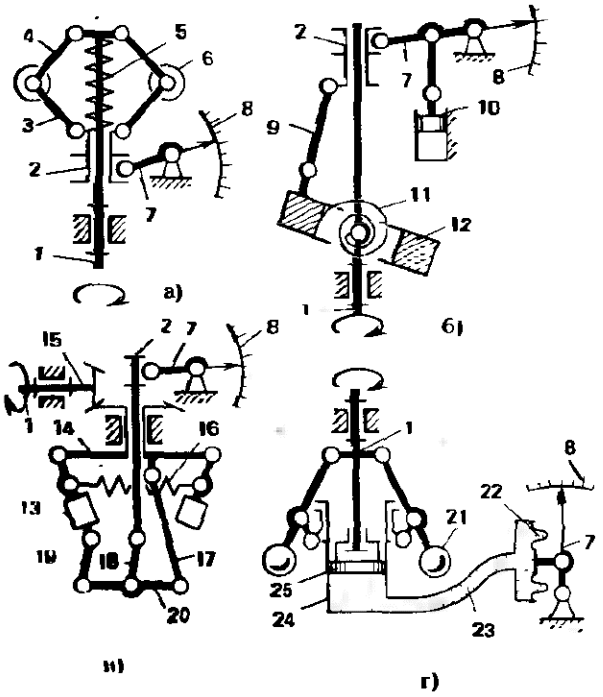
В сх. *в* грузы *13* шарнирно соединены с вращающимся звеном *14*, приводимым от вала *1* через зубчатую передачу *15*. Грузы удерживаются пружиной *16*. Перемещения грузов *13* преобразуются посредством семизвенного рычажного м. (состоит из звеньев *14*, *13*, *2*, *19*, *20*, *17*, *18*) в поступательное движение ползуна *2*, перемещающего стрелку *7*.

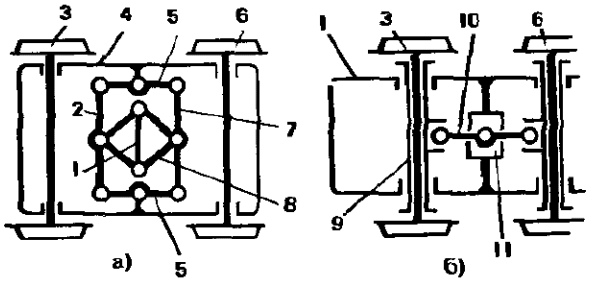
В сх. *г* перемещение грузов *21*, шарнирно соединенных с валом *1*, преобразуется в поступательное движение цилиндра *24* относительно поршня *25*, связанного с валом *1*. Рабочее тело, вытесняемое из цилиндра *24* через трубопровод *23*, воздействует на диафрагму *22*, поворачивая стрелку *7* относительно шкалы *8*.

ТВЕРДОСТЬ – сопротивление материала местной пластической деформации, возникающей при внедрении в него более твердого тела.

ТЕЛЕЖКА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА (ж. д.) – устр., установленное на осях колесных пар, соединенное с рамой подвижного состава и обеспечивающее боковое перемещение колесных пар при прохождении криволинейных участков пути.

На сх. *а* рама тележки *4* установлена на двух осях колесных пар *3* и *6* и соединена с рамой *1* подвижного состава посредством сдвоенного параллелограмма и упругих листов *8*. Параллело-





грамм образован двумя рычагами *5* и шатунами *2* и *7*. Листы *8* образуют квадрат с относительно неподвижными сторонами. Этот квадрат можно при анализе считать за одно звено, шарнирно соединенное с шатунами *2* и *7*. При прохождении криволинейных участков оно поворачивается относительно тележки синхронно с рычагами *5*.

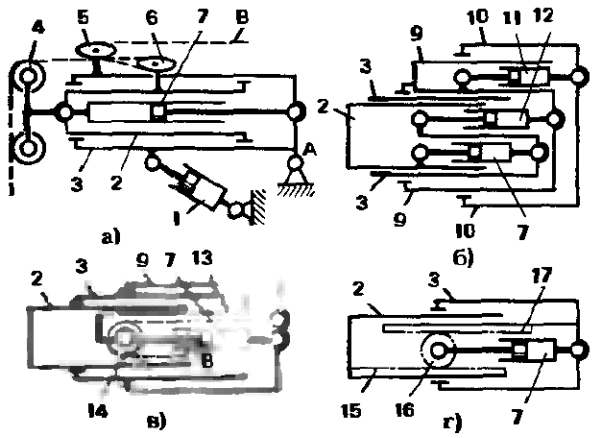
На сх. *б* звено *9*, в котором установлена колесная пара, посредством рессоры соединено с рамой *1*. Оно может смещаться в поперечном направлении относительно рамы. При этом колесные пары имеют зависимые перемещения, поскольку они связаны рычагом *10*, установленным на ползуне *11*. Обе пары вместе с ползуном *11* могут перемещаться в поперечном направлении относительно рамы *1*.

ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЙ ВАЛ – см. *Вал*.

ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛЫ М. (грузопод.) – устр. для осевого перемещения охватываемых секций телескопической стрелы грузоподъемной машины относительно охватывающих секций и подъема стрелы.

На сх. *а* – двухсекционная стрела. Секция *3* шарнирно установлена на раме машины. Стрела поднимается (поворачивается относительно шарнира *A*) гидроцилиндром *1*. Секция *2* перемещается относительно секции *3* гидроцилиндром *7*. Чтобы крюк, подвешенный к канату *8*, не поднимался, а опускался относительно головки стрелы *4* при движении секций, применена специальная запасовка каната. На секциях установлены блоки *5* и *6*, огибаемые канатом *8*.

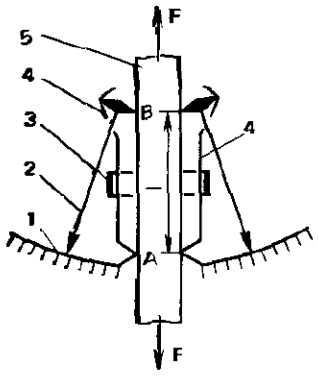
На сх. *б* – четырехсекционная стрела. Секция *2* выдвигается из секции *3* гидроцилиндром *7*, секция *3* из секции *9* – гидроцилиндром *12* и секция *9* из секции *10* – гидроцилиндром *11*.



На сх. *в* – трехсекционная стрела. Секции *2* и *3* выдвигаются одновременно одним гидроцилиндром *7*. Секция *3* перемещается непосредственно штоком гидроцилиндра. Секция *2* связана с секцией *3* канатом *13*, огибающим блок *14*, установленный на секции *3*. Такая связь при перемещении блока *14* обеспечивает удвоенное перемещение конца каната *B*.

На сх. *г* – двухсекционная стрела, в которой секция *2* выдвигается гидроцилиндром *7*. Особенность устр. – использование реечного м. Рейка *15* закреплена на секции *2*, а рейка *17* – на секции *3*. Шестерня *16*, перекатываясь по рейке *17*, перемещает рейку *15*, а следовательно, и секцию *2* в 2 раза быстрее, чем движется шток гидроцилиндра *7* (см. *Увеличенного хода м.*).

ТЕНЗОМЕТР (от лат. tensus – напряженный, натянутый и греч. metreo – измеряю) – прибор для измерения деформаций в деталях машин и сооружений.



Различают Т. механические и электрические.

Механический Т. накладывают на испытуемое изделие *5* так, что детали *4*, прижатые к изделию упругим кольцом *3*, контактируют с изделием в т. *A*, а стрелка *2* своим опорным концом контактирует с деталью *4* и изделием *5*. При деформации изделия в направлении *F* увеличивается длина *l* и стрелка *2* отклоняется. Незначительное изменение длины *l* преобразуется в заметное откло-

нение стрелки *2*. Показания стрелки определяют по шкале *1*.

ТЕОРЕМА ЖУКОВСКОГО – см. *Жуковского теорема.*

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ ЗУБА – см. *Зуб.*

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ЗУБА – см. *Зуб.*

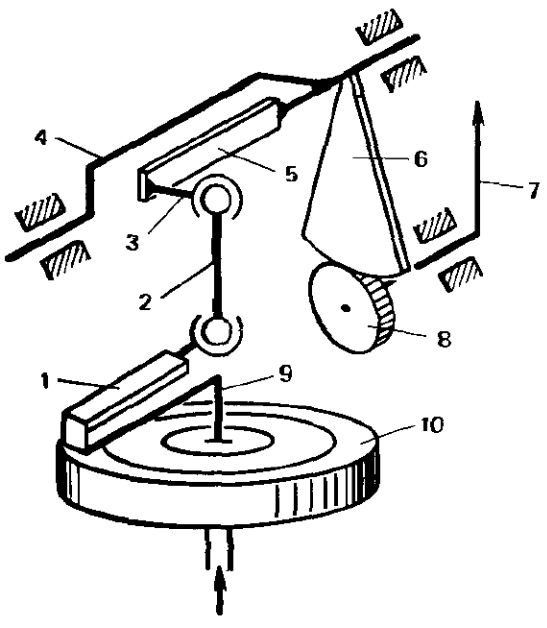
ТЕОРИЯ МАШИН-АВТОМАТОВ – наука о методах построения схемы системы управления, определяющей согласованность движения исполнительных устр.

ТЕОРИЯ М. И МАШИН – наука о свойствах м. и машин, факторах, их определяющих, общих методах исследования свойств м. и машин и проектирования их схем.

ТЕРМОКОМПЕНСАТОР В М. – элемент, вводимый в м. с целью исключения влияния изменения температуры на функцию положения м.

В м. измерения давления на сх. введены два термокомпенсатора *1* и *5*. В зависимости от изменения давления, воспринимаемого манометрической коробкой *10*, звенья *9*, *2* перемещаются поступательно и через рычаг *3* поворачивают вал *4*. Далее поворот передается через зубчатый сектор *6* и шестерню *8* стрелке прибора *7*.

При изменении температуры изменяются перемещения элементов манометрической коробки. Чтобы это не влияло на результаты измерения, между звеньями *9* и *2*, а также между звеньями *3* и *4* установлены биметаллические пластины *1* и *5*.



Параметры пластин подобраны так, что при изменении температуры и неизменном давлении они изгибаются ровно настолько, чтобы возникающее при этом изменение положения звеньев *2* и *3* полностью компенсировало перемещения элементов коробки *10* и стрелка прибора не отклонялась.

ТЕХНИКА (от греч. techne – искусство, мастерство, умение) – совокупность средств человеческой деятельности, созданных для осуществления процессов производства и обслуживания непроизводственных потребностей общества.

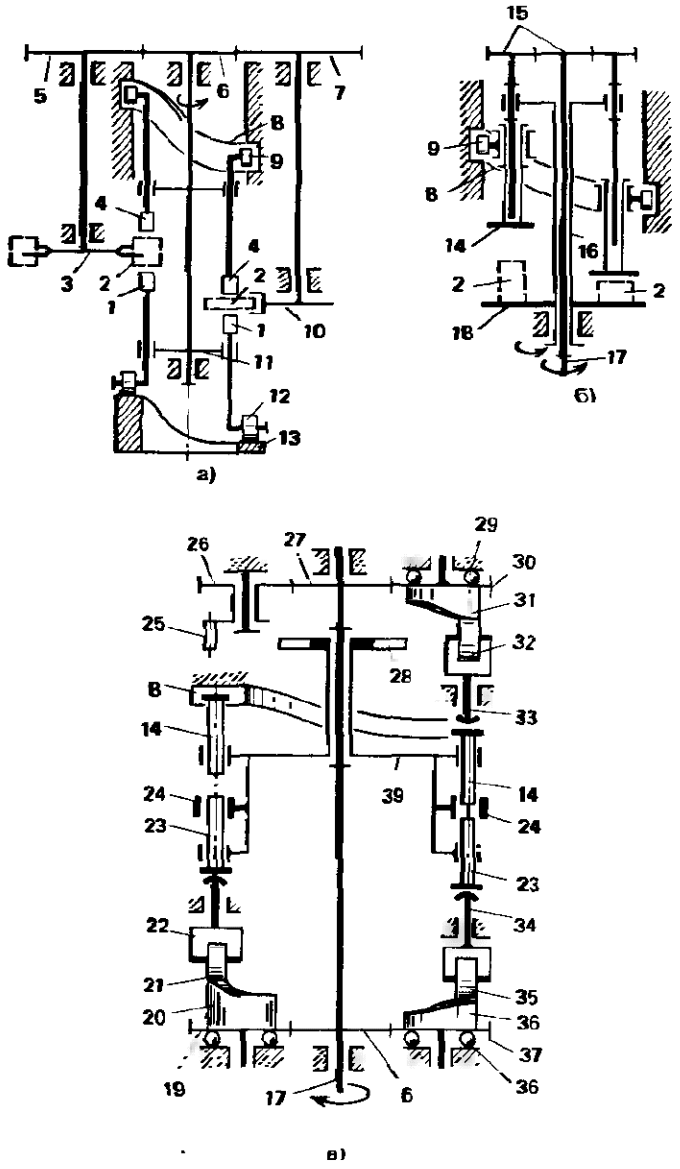
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РОТОР [(авт.), ндп. Рабочий ротор] – система орудий обработки и вспомогательных устр., совершающих транспортное движение по замкнутой траектории вокруг общей оси и осуществляющих прием и выдачу предметов обработки и выполнение основных и вспомогательных переходов.

В сх. *а* предмет обработки *2* подается в рабочую зону между инструментами *1* и *4* посредством транспортного ротора *3*. Далее предмет *2* перемещается и одновременно обрабатывается инструментами *1* и *4*. Предмет выдается на транспортный ротор *10*. Корпус технологического ротора *11* вращается от двигателя, вращение транспортным роторам передается через зубчатые пары *6*–*5*, *6*–*7*. Инструменты *1* и *4* совершают в процессе вращения поступательное движение благодаря тому, что ролики *12* и *9*, соединенные с инструментами, катятся соответственно по неподвижным кулачкам *13* и *8*.

В сх. *б* предметы обработки устанавливаются на стол *18*, жестко связанный с корпусом ротора *16*. Инструмент *14* наряду с поступательным движением за счет движения ролика *9* по пазу *8* получает также вращательное движение от вала *17* через зубчатую передачу *15*.

В сх. *в* инструменты-пуансоны *14* и *23* зажимают заготовку и формируют

из нее изделие в матрице *24*. Пуансоны и матрица поворачиваются совместно с ротором *39*. Поворот ротора – прерывистый и задается мальтийским м. От входного вала *17* движение передается через зубчатую пару *27—26* кривошипу



25. Непрерывное вращение кривошипа *25* преобразуется в прерывистый поворот выходного звена *28* мальтийского м.

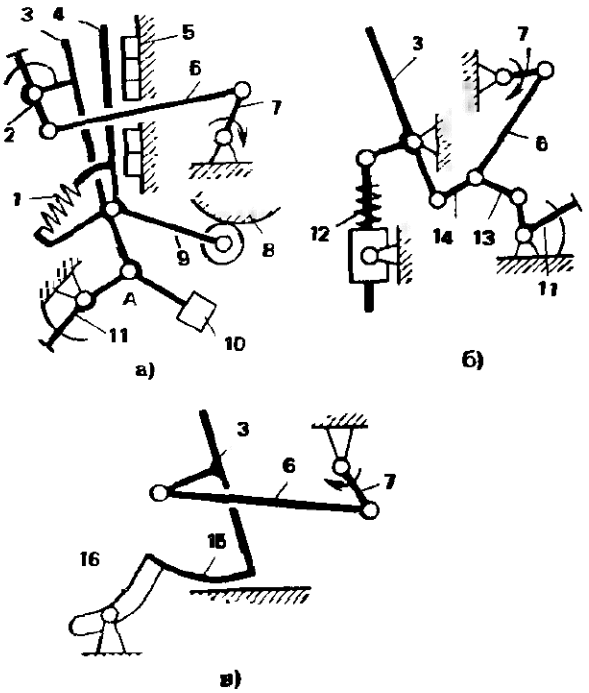
В процессе поворота пуансон *14* скользит по пазу *8* и опускается в зону обработки заготовки. Пуансон *23* опускается с помощью кулачкового м. Кулачок *20* приводится во вращение от вала *17* через зубчатую пару *6—19* и сообщает поступательное движение через ролик *21* и толкатель *22* пуансону *23*.

Обработка заготовки производится совместным движением пуансонов *14* и *23* навстречу друг другу (на сх. *в* справа). Пуансон *14* перемещается толкателем *33*, на который через ролик *32* воздействует кулачок *31*. Кулачок приводится во вращение от вала *17* через зубчатую пару *27—30*. Пуансон *23* перемещается толкателем *34*, приводимым в движение кулачком *36* через ролик *35*. Кулачку *36* передается вращение от вала *17* через зубчатую пару *6—37*. Осевые нагрузки, возникающие в зоне обработки, воспринимаются на корпус через упорные подшипники *29* и *38*.

ТИГЛЯ М. (полиграф.) – устр. для прижатия бумаги плитой (тиглем) к печатной форме.

Плитой *3* (сх. *а*) лист прижимают к печатной форме *5* посредством кривошипно-коромыслового м., включающего в себя звенья *7*, *6* и *3*. Положение плиты при ее прижатии к форме регулируют с помощью устр. *2* и *11*. Плита поворачивается вокруг т. *А*. Необходимое усилие прижатия обеспечивается грузом *10*. С плитой шарнирно и посредством пружины *1* связаны лучинки *4*, отделяющие оттиск от формы. Движение лучинок определено движением коромысла *9* относительно неподвижного кулачка *8*.

В сх. *б* привод плиты *3* осуществлен посредством шестизвенного шарнирного



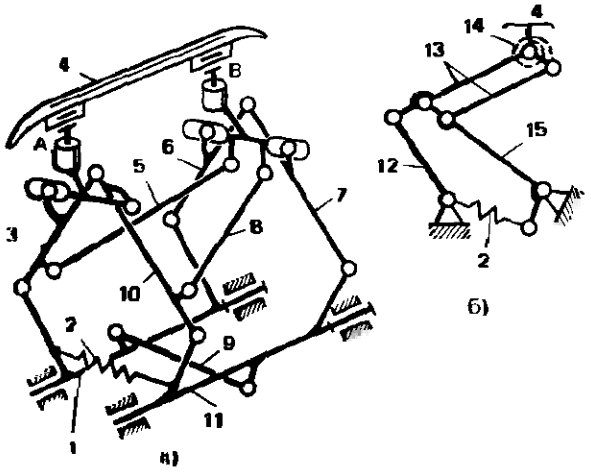
м., включающего в себя звенья *7*, *6*, *13*, *14*, *3* и стойку. Необходимое усилие прижатия создается пружиной *12*.

В сх. *в* плита *3* приводится в движение от кривошипа *7* через шатун *6*. При этом жестко связанный с ней элемент *15* перекатывается по стойке в начале хода. В конце хода направляющая *16* позволяет двигаться плите *3* поступательно.

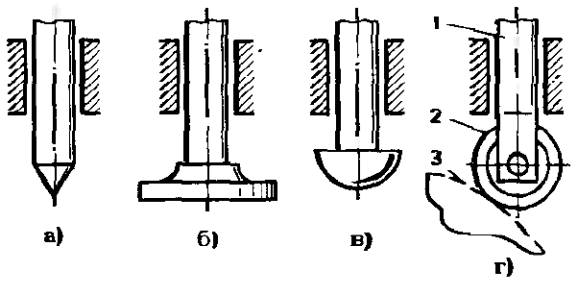
ТОКОПРИЕМНИК (ж. д.) – устр. для съема электрического тока с контактного провода при движении электрофицированного подвижного состава.

На сх. *а* – Т. в виде пространственного м. со сферическими кинематическими парами. С коромыслами *1* и *11* шарнирно соединены шатуны *3* и *10*, *6* и *7*, связанные попарно между собой. Образованные таким образом два параллельно расположенных пятизвенных м. связаны между собой диагональными тягами *5* и *8*. На этих м. посредством кинематических соединений *A* и *B* смонтирована лыжа *4*, контактирующая с проводом. Поднимают и опускают лыжу поворотом одного из коромысел *1* или *11*. Чтобы коромысла могли поворачиваться одновременно в разные стороны, они связаны тягой *9*, образующей с коромыслами антипараллелограмм. Вес звеньев и лыжи частично воспринимается пружиной *2*.

На сх. *б* к двухкоромысловому м. (коромысла *12* и *15*) присоединен параллелограмм *13*, на котором установлена лыжа *4*, связанная с параллелограммом пружиной *14*. Вес лыжи и звеньев воспринимается пружиной *2*. Т. обеспечивает приближенно поступательное движение лыжи при ее подъеме и опускании.

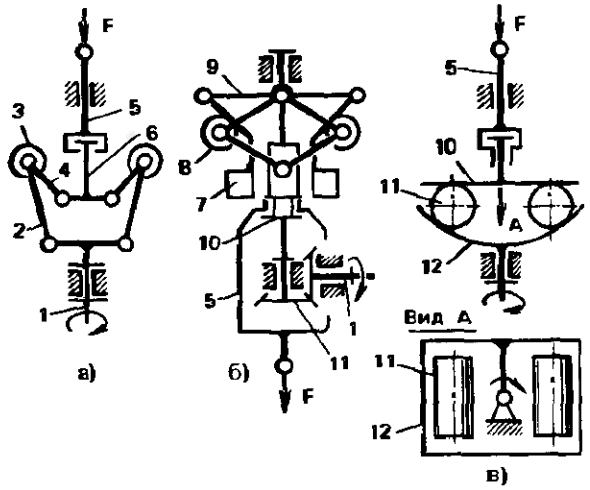


ТОЛКАТЕЛЬ – звено кулачкового м., взаимодействующее с рабочей поверхностью кулачка и совершающее поступательное движение.



Различают толкатели с острым (сх. *а*), плоским (сх. *б*) и с грибовидным (сх. *в*) наконечником. Наиболее распространены роликовые толкатели (сх. *г*). Ролик *2* установлен на конце толкателя *1* для уменьшения трения между толкателем и кулачком *3*.

ТОЛКАТЕЛЬ ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ – приводное устр. поступательного перемещения, основанное на преобразовании движения благодаря центробежным силам.



Применяют Т., в частности, для управления тормозами, обеспечения их плавного включения и других целей.

Вал двигателя *1* (сх. *а*) приводит во вращение грузы *3*. Каждый из грузов соединен с валом *1* через звено *2* и со звеном *6* – посредством шатуна *4*. Звено *6* связано вращательной кинематической парой с ползуном *5*, нагруженным осевой силой $\bar{F}$.

При вращении грузы *3* под действием центробежных сил расходятся, через шатуны *4* и звено *6* перемещая ползун *5*. Ползун *5* начинает двигаться только тогда, когда центробежные силы, приведенные к ползуну, превышают силу $\bar{F}$.

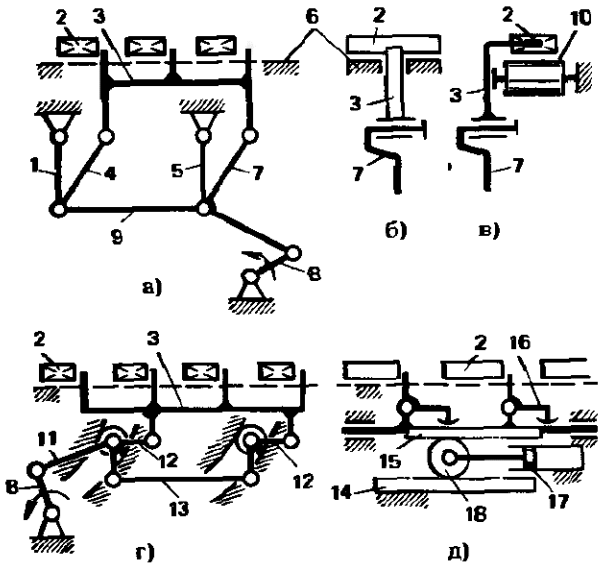
В сх. *б* грузы *7* шарнирно соединены со звеном *9*, приводимым во вращение от вала двигателя *1* через коническую зубчатую передачу *11*. Грузы *7* под действием центробежных сил расходятся и давят на ролики *8*, установленные на осях шарниров параллелограмма, взаимодействующего с промежуточным звеном *10*. Поступательное движение звена *10* передается ползуну *5*.

В сх. *в* грузы *11* выполнены в виде роликов, расположенных между плоской поверхностью звена *10* и цилиндрической поверхностью звена *12*. При вращении звена *12* ролики *11* удаляются от оси вращения и через звено *10* толкают ползун *5*.

Выбирая сх. передаточного м. или задавая определенный профиль звену *12*, можно получить заданный закон изменения силы, движущей ползун *5*.

ТОЛКАЮЩИЙ КОНВЕЙЕР – устр., перемещающее изделия путем периодического проталкивания их по направляющим.

Толкатель *3* перемещает изделие *2* по направляющим *6* (сх. *а*). Направляющие выполняют в виде лотка *6* (сх. *б*) или роликов *10* (сх. *в*). Толкатель располагается в прорези лотка (сх. *б*) или подводится сбоку (сх. *в*). При рабочем ходе (на сх. *а*, *г*, *д* движение влево) толкатель воздействует на изделие, а при холостом – опускается ниже уровня направляющих.



Т. на сх. *а* состоит из двух параллелограммов (звенья *1*, *9*, *5* и стойка, звенья *4*, *3*, *7*, *9*) и кривошипно-коромыслового м. (звенья *8*, *7*, *5* и стойка), соединенных между собой.

Движение от кривошипа *8* передается коромыслу *5* и далее через шатун *9* – коромыслу *1*. На образованном таким образом м. подвешен на шатунах *4* и *7* толкатель *3*. Шатун *7* соединяет между собой кривошип *8* и толкатель *3*. Подвеска толкателя на параллелограммах обеспечивает его поступательное перемещение.

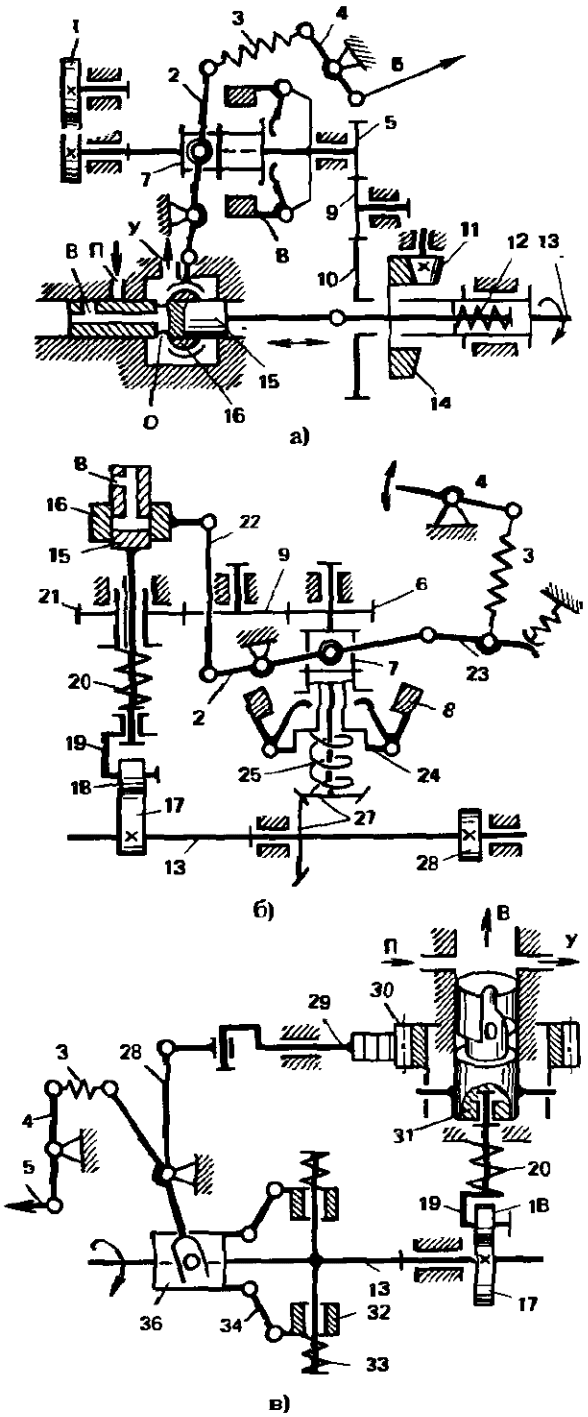
В сх. *г* поступательное перемещение толкателя *3* получается благодаря использованию параллелограмма, состоящего из звеньев *3*, *12*, *13*, *12*, и установке звеньев *12* на роликах в одинаковых криволинейных неподвижных пазах. Движение передается одному из шарниров от кривошипа *8* через шатун *11*.

В сх. *д* толкатель выполнен в виде собачек *16*, утапливаемых при обратном ходе изделиями *2*. Собачки шарнирно соединены с зубчатой рейкой *15*, приводимой зубчатым колесом *18*. Колесо *18* перекатывается по рейке *14* с помощью гидроцилиндра *17*. Образованный таким образом м. позволяет иметь ход рейки *15* в 2 раза больший хода гидроцилиндра *17*.

ТОПЛИВНЫЙ НАСОС – устр. в системе питания двигателя внутреннего сгорания, служащее для подачи жидкого топлива к смесеобразующему устр. Т. отмеривает порции топлива, подает его через форсунку и создает необходимое для распыливания давление.

Обычно Т. компонуется с центробежным регулятором частоты вращения (звенья *8*, *7*) и топливоподкачивающим насосом *1* (см. *а*). Приводится Т. от вала двигателя.

Ведущий вал *13* приводит во вращение кулачок *14*, взаимодействующий с роли-



ком *11*. Кулачок *14* имеет четыре выступа. Его поступательное движение через пружину *12* передается плунжеру *15*. За один оборот вала плунжер совершает четыре возвратно-поступательных хода. За каждое движение влево плунжер *15* подает порцию топлива, которое поступает через каналы *П* и *В* в полость плунжера. Топливо перестает подаваться при открытии канала *О* (отсечки), после чего остаток топлива возвращается в топливную систему через канал *У*. Момент отсечки подачи топлива, т. е. момент открывания канала *О*, определяется положением регулирующей втулки *16*, относительно которой перемещается плунжер *15*. Положение втулки *16* регулируется вручную посредством системы тяг и рычагов (звенья *5*, *4*, пружина *3*, рычаг *2*) и автоматически – посредством центробежного регулятора. Ручное и автоматическое воздействия суммируются на рычаге *2* и передаются втулке *16*.

Грузы *8* центробежного регулятора расходятся при увеличении частоты вращения и перемещают ползун *7*, взаимодействующий с рычагом *2*. Привод центробежного регулятора и топливоподкачивающего насоса *1* осуществляется от вала *13* посредством зубчатых колес *10*, *9*, *6*.

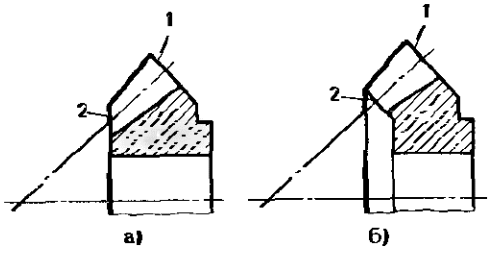
В сх. *б* от вала *13* одновременно приводятся Т., центробежный регулятор и топливоподкачивающий насос *26*.

Плунжеру *15* передается движение от кулачка *17* через ролик *18* и толкатель *19*. Силовое замыкание кулачкового м. осуществляется пружиной *20*. Плунжер *15* подает топливо в несколько цилиндров. Топливо по цилиндрам распределяется путем поворота плунжера и расположения канала *В* напротив канала соответствующей форсунки. Плунжер поворачивается от вала *13* посредством зубчатых передач – пары конических колес *27* и передачи, состоящей из трех цилиндрических колес: *6*, *9* и *21*. Колесо *21* установлено на скользящей шпонке. Так же, как и в сх. *а*, движение на регулирующую втулку *16* передается от системы ручного управления (от рычага *4* через пружину *3* и звено *23*) и центробежного регулятора. Втулка *16* соединена с рычагом *2* через тягу *22*. Корпус *24* центробежного регулятора соединен с коническим колесом *27* зубчатой пары посредством демпфирующей пружины кручения *25*. Остальные звенья и их связи те же, что и в сх. *а*.

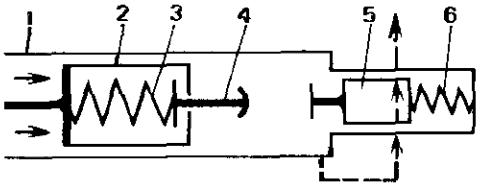
В сх. *в* привод плунжера *31*, подающего топливо, осуществлен от вала *13* через кулачок *17*, ролик *18* и толкатель *19*. Прижимается ролик к кулачку пружиной *20*. На валу *13* установлен центро-

бежный регулятор, у которого имеются радиально перемещающиеся грузы *32*, поджатые пружинами *33*. Движение грузов *32* через тяги *34* преобразуется в осевое перемещение ползуна *35*. Ползун *35* поворачивает кулису *28*, которая через реечную передачу (рейка *29*, шестерня *30*) поворачивает плунжер *31*. Плунжер *31* имеет канал со скосом *О*. В зависимости от угла поворота плунжера скос *О* открывает канал *У* в различные моменты при ходе плунжера вверх. Благодаря этому регулируется порция подачи топлива. Остальные звенья, элементы и связи те же, что и в сх. *а*.

ТОРЕЦ ВЕНЦА КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА – 1) Т. внешний *1* (сх. *а*, *б*) – торец зубчатого венца, наиболее удаленный от вершины делительного конуса. Обычно Т. внешний совпадает с поверхностью делительного дополнительного конуса; 2) Т. внутренний *2* (сх. *а*, *б*) – торец зубчатого венца, наименее удаленный от вершины делительного конуса. Т. внутренний перпендикулярен оси колеса (сх. *а*) либо совпадает с поверхностью делительного дополнительного конуса (сх. *б*).



ТОРМОЖЕНИЯ ПОРШНЯ М. – устр., обеспечивающее плавное уменьшение скорости поршня гидроцилиндра в конце хода.

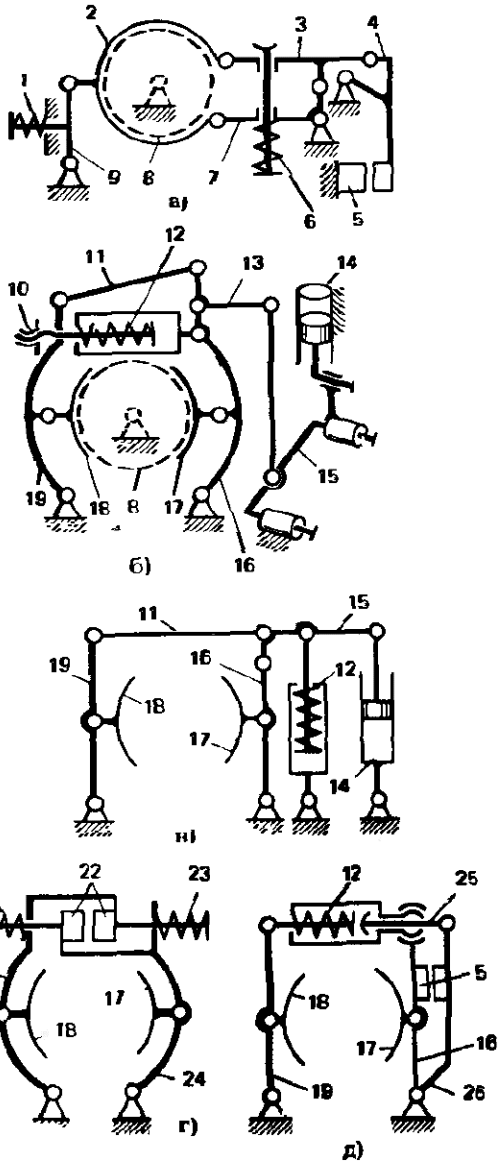


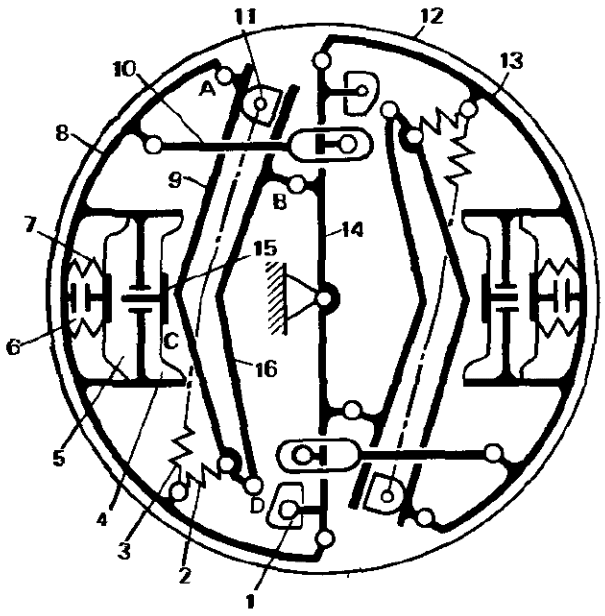
Внутри поршня *2* встроен толкатель *4* и пружина *3*. Поршень перемещается в цилиндре *1*. В конце хода он упирается в гидрораспределитель *5*, который перемещается вправо и уменьшает сечение выпускного канала. За счет дросселирования жидкости тормоз постепенно замедляется до полной остановки. В исходное положение гидрораспределитель возвращается пружиной *6*.

ТОРМОЗ (от греч. tormos – отверстие для вставки гвоздя, задерживающего вращение колеса) – устр. для уменьшения скорости или полной остановки машины.

ТОРМОЗ ГРУЗОВОЙ – устр. для удержания от вращения вала грузоподъемной машины.

Выполняют Т. ленточным (сх. *а*) или колодочным (сх. *б* – *д*), реже – дисковым, конусным. Т. включается при отключенной системе питания привода. Выключают Т. (размыкают ленты или колодки) при включении системы питания привода. Управлять Т. можно с помощью





электромагнитов *5* (сх. *а*, *д*), *22* (сх. *г*), гидроцилиндра *14* (сх. *б*, *в*), центробежного толкателя и т. п. устр.

Ленту или колодки замыкают обычно пружинами *6* (сх. *а*), *12* (сх. *б*, *в*, *д*), *21*, *23* (сх. *г*).

На сх. *а* лента *2* огибает шкив *8*. Через рычаги *3* и *7* она соединена с коромыслом *4*, взаимодействующим с магнитом *5*. Звенья *3*, *4* и *7* образуют двухкоромысловый м. Звенья *3* и *7* соединены пружиной *6*. Рычаг *9* и пружина *1* служат для того, чтобы при отключении Т. отводить ленту от шкива.

В сх. *б* колодки *18* и *17* прижаты к шкиву *8*. Колодки *18* и *17* шарнирно связаны соответственно с коромыслами *19* и *16*. Коромысла *19* и *16* соединены между собой пружиной *12* и звеньями *11* и *13*. Регулируют пружину гайкой *10*. Шарнирная связь звеньев *18* и *19*, *17* и *16*, а также звеньев *19* и *16* со стойкой дает возможность колодкам *18* и *17* самоустанавливаться в зависимости от положения оси шкива *8*.

Управляют Т. от гидроцилиндра *14* через пространственный м. *15*. Воздействуя на рычаг *13*, раздвигают колодки *18* и *17*.

В сх. *в* по сравнению со сх. *б* иное расположение пружины и гидроцилиндра. Они установлены между рычагом *15* и стойкой.

В сх. *г* элементы электромагнита *22* непосредственно воздействуют на рычаги *20* и *24* и, сжимая пружины *21*, *23*, раздвигают колодки *18* и *17*.

В сх. *д* электромагнит *5* установлен между коромыслами *16* и *26*. При включении электромагнита коромысло *26* притягивается к коромыслу *16*, через толкатель *25* воздействует на пружину *12* и раздвигает колодки.

ТОРМОЗ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ – устр., обеспечивающее снижение скорости транспортной машины, ее установку и удержание на уклоне.

С тормозным барабаном *12* взаимодействуют колодки *8* и *13*, шарнирно соединенные со стойкой *14* (невращающаяся часть Т.). Управление колодкой осуществляется посредством пневмокамер *4* и *5*. При отсутствии избыточного давления в камерах *4* и *5* осуществляется «стояночное» торможение (удержание машины на уклоне). При этом пружина *7* через звено *6* воздействует на толкатель *15*, который в т. *С* давит на рычаг *9*. Рычаг *9* вместе с рычагом *16* поворачивается как одно целое вокруг т. *В* и через шарнир *А* воздействует на колодку *8*, прижимая ее к барабану *12*.

Для растормаживания в камеру *5* подается сжатый воздух. При этом сжимается пружина *7*, а под действием пружины *2* поворачиваются рычаги *9* и *16* вокруг т. *В* и колодка *8* отводится от барабана. Аварийное растормаживание осуществляется поворотом кулачка *1* и воздействием с его помощью на рычаги *9* и *16* в т. *D*.

Для осуществления рабочего торможения воздух подают в камеру *4*. При этом толкатель *15* давит на рычаг *9*, который совместно с рычагом *16* поворачивается и прижимает колодку *8* к барабану. Растормаживание осуществляется при выпуске воздуха из камеры *4*. При растормаживании колодка отходит от барабана на заданную величину, определяемую устр. *10* (см. *Регулирования колодочного тормоза м.*).

Чтобы при износе колодок и неизменном зазоре между колодкой и барабаном оставался неизменным ход толкателя *15*, предусмотрено постепенное раз-

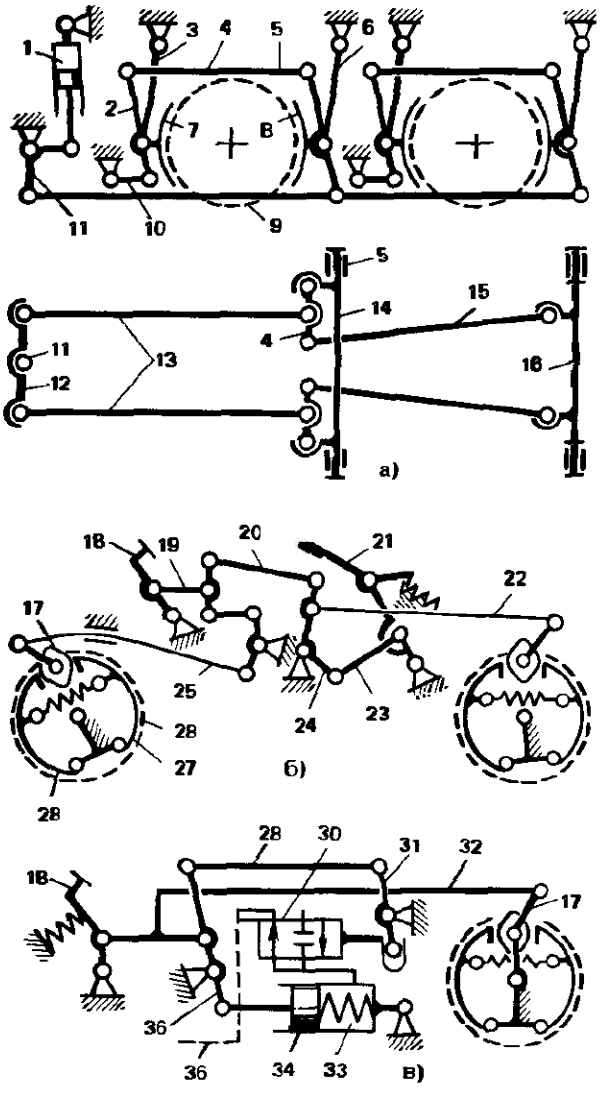
движение рычагов *9* и *16*. Оно осуществляется автоматически за счет перемещения сухаря *11* под действием пружины *3*.

ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА – устр., содержащее несколько тормозов, связанных между собой и управляемых совместно или раздельно по группам.

В сх. *а* колеса *9* ж.-д. состава охватываются колодками *7* и *8*, связаниыми между собой и с колодками других колес пневмоцилиндром *1*. От пневмоцилиндра *1* через рычаг *11* балансирное звено *12*, тягу *13*, балансирные звенья *4* движение передается рычагу *14*, а через тягу *15* – рычагу *16*. Рычаг *14* связан с системой звеньев *5*, *6*, *4*, *2*, *3* и *10*, образующих со стойкой семизвенный м. Со звеньями *5* и *2* шарнирно связаны колодки *7* и *8*, которые при соответствующем положении звеньев прижимаются к колесу *9* или удаляются от него. Семизвенный м. обеспечивает самоустановку колодок в зависимости от положения оси колеса. Аналогично соединение между рычагом *16* и колодками другого тормоза.

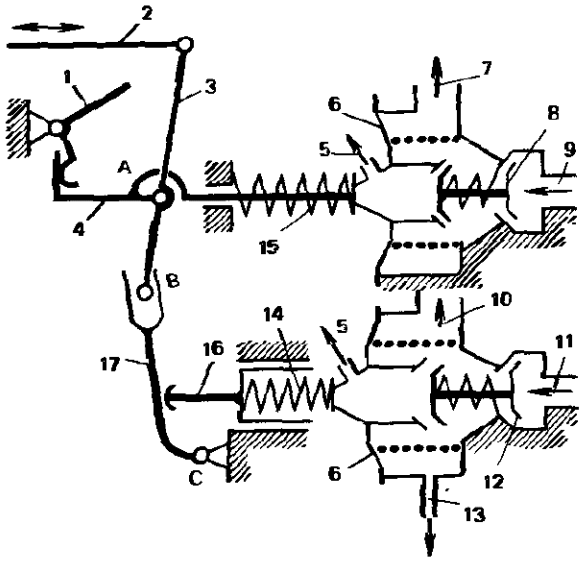
На сх. *б* – Т. автомобиля, управляемая раздельно педалью *18* и рукояткой *21*. Педаль *18* через систему тяг *19*, *20* и рычагов посредством тросов *25* и *22* соединена с кулачками *17* управления колодками. Колодки *27* и *28* стянуты пружиной, а при повороте кулачка *17* разжимаются и контактируют с тормозным барабаном *26*. Система управления связана рычагом *24* и тягой *23* с рукояткой *21*. Поворот рукоятки можно зафиксировать в определенном положении, воздействуя при этом на кулачки *17*. Тяга *23* соединена с рукояткой *21* так, что при перемещении ее педалью *18* она не взаимодействует с рукояткой *21*.

На сх. *в* – вакуумная Т. При нажатии на педаль *18* поворачивается рычаг *36* и через тягу *29* поворачивает рычаг *31*, который перемещает пневмораспределитель *30*. Последний соединяет полость цилиндра *33* с всасывающим трубопроводом *35*. Поршень *34* под действием атмосферного давления перемещается, поворачивает рычаг *36* и через тягу *32* поворачивает кулачок *17*. Кулачок раздвигает колодки и прижимает их к тормозному барабану. При отпускании педали она возвращается в начальное положение, пневмораспределитель соединяет полость цилиндра *33* с атмосферой, и тормозная система выключается.



ТОРМОЗНОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ КРАН (автомоб.) – устр. для управления тормозами автопоезда, обеспечивающее синхронность торможения тягача и прицепа.

Управление Т. осуществляется перемещением тяги *2*, которая поворачивает рычаг *3* и кулису *17*. Поворот рычага *3* вокруг т. *B* приводит к перемещению *т. A* штока *4*. При движении штока влево сжимается пружина *15*, деформируется диафрагма *6*, а клапан *8* перекрывает доступ воздуха из рессивера (канал *9*) к тормозной магистрали при-



цепа (канал *7*). Перемещение диафрагмы *6* приводит к сообщению тормозной магистрали с атмосферой (канал *5*). В тормозной магистрали срабатывает клапан, открывая доступ сжатого воздуха к тормозам прицепа. Удерживать в таком состоянии систему можно с помощью ручки *1*. При дальнейшем перемещении тяги *2* рычаг *3* начинает поворачиваться вокруг т. *A*, и кулиса *17* поворачивается вокруг т. *C*, воздействуя через толкатель *16*, пружину *14* на диафрагму *6* и клапан *12*. Клапан *12* открывает доступ воздуха из рессивера (канал *11*) в тормозную систему тягача (канал *10*), одновременно перекрывается связь тормозной системы с атмосферой (канал *5*), и воздух подается к указателю торможения (канал *13*).

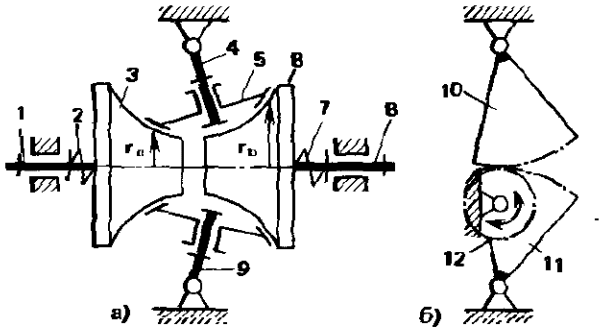
Последовательность включения тормозных систем при различии времени их срабатывания обеспечивает синхронность подачи воздуха к тормозам тягача и прицепа.

В качестве устр., обеспечивающего последовательность включения, применен двухползунный м. с двумя степенями свободы (звенья *3*, *4*, *17*, *16*). Так как сопротивление движению ползунов *4* и *16* различно, то сначала перемещается один ползун *4*, пока не сжимается пружина *15*, а затем изменяется соотношение сил сопротивления и перемещается ползун *16*.

ТОРМОЗНОЙ РЕЖИМ ПЕРЕДАЧИ – режим работы передачи, при котором энергия подводится со стороны входного и выходного звеньев либо со стороны одного из этих звеньев при остановленном другом звене.

При Т. *выходное* звено может двигаться в сторону, противоположную тому направлению, которое обусловлено тяговым режимом передачи. Такой Т. наз. режимом противовключения передачи. Если же выходное звено движется в ту же сторону, что и при тяговом режиме, но быстрее, чем это обусловлено тяговым режимом, то такой режим наз. обгонным режимом передачи.

ТОРОВЫЙ ВАРИАТОР – соосный фрикционный м., служащий для регулирования передаточного отношения и содержащий соосные звенья с торовыми рабочими поверхностями.

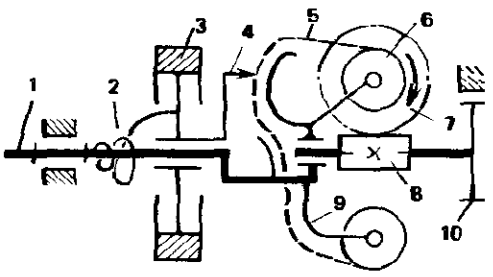


На сх. *а* соосные звенья *3* и *6* имеют торовые поверхности и взаимодействуют с промежуточными колесами *5*, которые могут вращаться на осях *4* и *9*. Оси *4* и *9* можно поворачивать. При этом соответственно изменяется соотношение радиусов r_b и r_a, определяющее передаточное отношение. На входном звене *1* и выходном звене *8* установлены соответственно нажимные устр. *2* и *7*.

Одновременно поворачивают оси *4* и *9* посредством м., представленного на сх. *б*. Ось *4* жестко соединена с зубчатым сектором *10*, а ось *9* – с сектором *11*. Поворот шестерни *12*, зацепляющейся с сектором *10*, приводит к одновременному повороту зацепляющихся между собой секторов *10* и *11*, а следовательно, и осей *4*, *9*.

С помощью Т. получают диапазон регулирования передаточного отношения 0,4–2,5 при максимальном КПД 0.92–0,96.

ТОРСИОГРАФ (от франц. torsion – скручивание, кручение и греч. grapho – пишу) – прибор для измерения и записи крутильных колебаний валов.

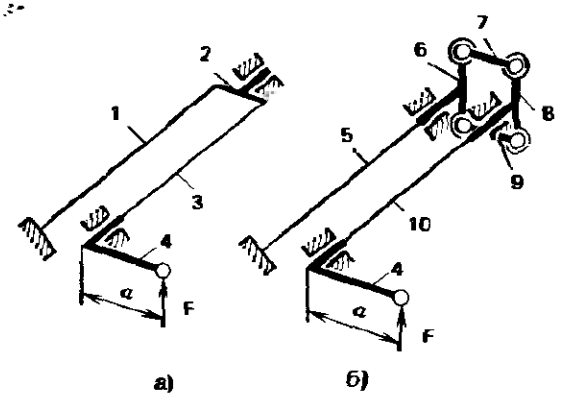


Маховик *3* установлен так, что может вращаться на валу *1* (колебания которого измеряются) и соединен с ним пружиной кручения *2*. Относительные повороты маховика записываются острием пружинного рычага *4* на ленте *5*. Лентопротяжный м. вращается вместе с валом *1*. При необходимости включения м. с помощью тормоза *10* останавливают червяк *8*. Лентопротяжный м. превращается в планетарную червячную передачу с ведущим водилом *9* и неподвижным червяком *8*. Сателлит *7* – червячное колесо – начинает вращаться вокруг своей оси и наматывает ленту *5* на барабан *6*.

ТОРСИОН (от франц. torsion – скручивание, кручение) – пружина в виде вала, работающего на кручение.

Т. выполняют в виде длинного, обладающего малой крутильной жесткостью вала или в виде нескольких последовательно соединенных и расположенных параллельно валов (сх. *а* и *б*).

В сх. *а* торсионные валы *1* и *3* соединены промежуточным звеном *2*. К валу *3* присоединен рычаг *4*. К нему на плече *a* приложена сила $\bar{F}$ – рабочая нагрузка Т. (см., например, *Подвеска гусеничных машин*).

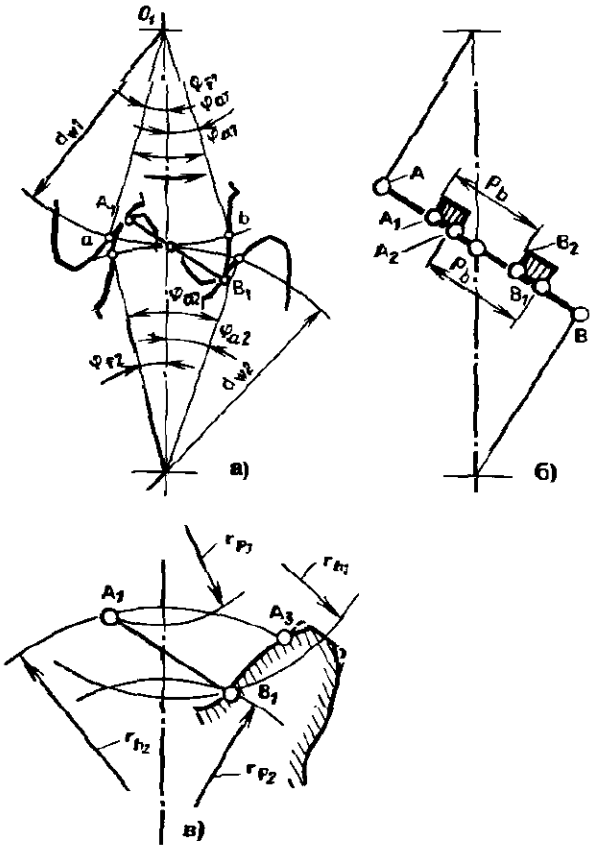


а) б)

При закручивании вала *3* звено *2* стремится повернуться и закручивает вал *1*, но при этом валы еще и изгибаются.

В сх. *б* валы *5* и *10* работают только на кручение благодаря их соединению с помощью параллелограмма, составленного из звеньев *6*, *7*, *8* и *9*.

ТОРЦОВОГО ПЕРЕКРЫТИЯ КОЭФФИЦИЕНТ – отношение угла торцового перекрытия (угла поворота зубчатого колеса от положения входа торцового профиля зуба в зацепление до выхода из него) к угловому шагу того же колеса.



Т. A_1 и B_1 (сх. *а*) определяют предельные положения зубьев, находящихся в зацеплении, и характеризуют углы поворота колес $\varphi_{\alpha 1}$ и $\varphi_{\alpha 2}$, на которых происходит непрерывное контактирование одной пары зубьев. Чтобы определить угол $\varphi_{\alpha 1}$, нужно найти точки *a* и *b* на дуге начальной (или любой другой) окружности, соответствующие пересечению профилей зубьев в рассмотренных положениях с этой окружностью, а затем соединить их с центром колеса O_1.

Центральный угол, образованный лучами aO_1 и bO_1, является искомым углом $\varphi_{\alpha 1}$. Аналогично отыскиваются точки c и d, определяется угол $\varphi_{\alpha 2}$. Каждый из углов $\varphi_{\alpha 1}$ и $\varphi_{\alpha 2}$ наз. углом перекрытия. Коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2}$.

Если $\tau_1 > \varphi_{\alpha 1}$, то при вращении колес контактирующая пара зубьев выходит из зацепления раньше, чем входит в зацепление последующая пара. В такой передаче вход последующей пары сопровождается ударом, что недопустимо. Поэтому необходимо, чтобы $\varepsilon_\alpha \geqslant 1$. Точность изготовления передачи определяет как величину угла перекрытия φ_α, так и величину углового шага τ, поэтому рекомендуется принимать $\varepsilon_\alpha \geqslant (1{,}05 \div 1{,}35)$. При этом чем больше ε_α, тем более плавно и с меньшим шумом работает передача и может передавать бо́льшую нагрузку.

Величину ε_α можно определить как отношение дуги $\overset{\smile}{ab}$ к шагу p_w по начальной окружности, так как

$$\varphi_{\alpha 1} = \frac{\overset{\smile}{ab}}{r_{w1}}, \text{ а } \tau_1 = \frac{p_w}{r_{w1}},$$

где r_{w1} – начальный радиус. Из свойства эвольвенты следует:

$$A_1B_1 = \overset{\smile}{ab} \cdot p_b/p_w,$$

поэтому $\varepsilon_\alpha = \frac{\overset{\smile}{ab}}{p_w} = \frac{A_1B_1}{p_b}$.

Угол перекрытия состоит из угла дополюсного перекрытия (φ_{f_1} и φ_{f_2}) и угла заполюсного перекрытия ($\varphi_{\alpha 1}$ и $\varphi_{\alpha 2}$). На линии зацепления (сх. *б*) можно определить участки, где имеет место контакт, когда одновременно в зацеплении находятся две пары зубьев (известны также зацепления, в которых одновременно контактирует большее число пар зубьев). Для этой цели от т. т. A_1 и B_1 нужно отложить шаг p_b, как показано на сх. *б*. Тем самым определяют точки соседних зубьев. Эти точки лежат на линии зацепления, т. е. если один из зубьев входит в зацепление в т. A_1, то его соседний зуб контактирует в т. B_2 с сопряженным зубом. Таким образом, когда т. контакта находится на участке A_1A_2, имеется еще одна т. контакта на участке B_1B_2. При контакте на участке A_2B_2 зацепляется только одна пара зубьев.

Т. т. A_1 и B_1 определяют нижние границы участка профиля одного зуба, контактирующего с профилем другого зуба (сх. *а*). Такой участок наз. активным профилем. На сх. *а* он ограничен т. A_1 или B_1 и кромкой соответствующего зуба. В некоторых передачах, характеризующихся особенно высокими окружными скоростями, кромку зуба притупляют (сх. *в*) для того, чтобы избежать при входе в зацепления кромочного удара (см. *Модификация профиля головки зуба*).

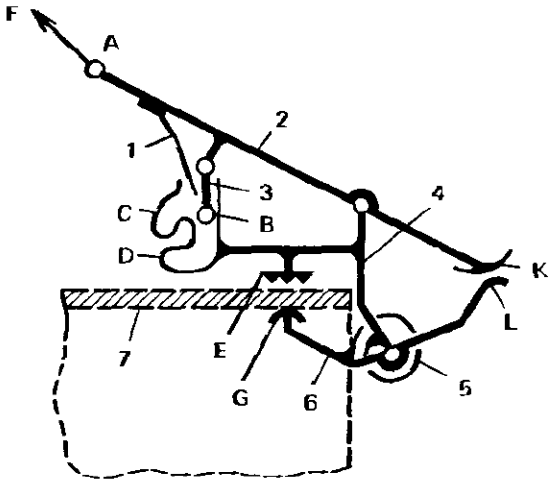
В такой передаче активный профиль зуба ограничен верхней т. эвольвенты A_2. В соответствии с этим определяется и длина активной линии зацепления. Она ограничена пересечением окружностей, проходящих через эти точки с линией зацепления. При этом радиусы (диаметры) верхних точек активного профиля обозначают r_{h1}, r_{h2} (d_{h1}, d_{h2}), а радиусы (диаметры) нижних т. – r_{p1}, r_{p2} (d_{p1}, d_{p2}).

ТОРЦОВОЕ БИЕНИЕ – разность наибольшего и наименьшего расстояний от т. реального профиля торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси.

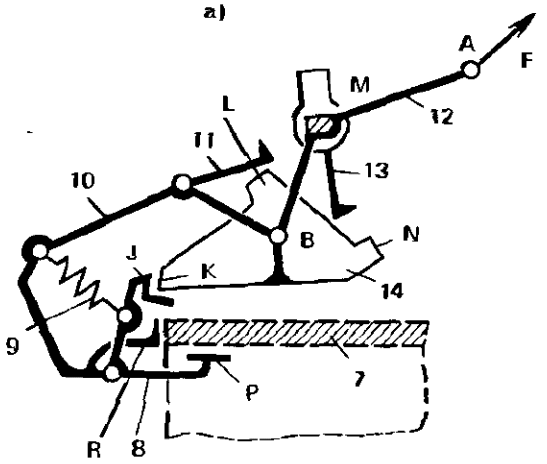
ТОРЦОВОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – система соединенных между собой звеньев, подвешиваемых к канату и обеспечивающих захват торца трубы при натяжении каната и освобождение его при ослаблении натяжения.

Т. подвешивается к канату в т. A (сх. *а*, *б*). Два устр. аналогичного вида подводят к торцам трубы. При натяжении канатов Т. либо зажимает торец трубы губками G, E (сх. *а*), либо контактирует с трубой двумя расположенными перпендикулярно друг к другу опорными поверхностями P, R (сх. *б*).

В сх. *а* при натяжении каната рычаг *2* поворачивается относительно корпуса *4* по часовой стрелке. Его выступ K на-



а)



жимает на выступ *L* рычага *6*. Губки *G* и *E* при этом зажимают стенку трубы *7*. При ослаблении натяжения, когда труба перенесена и опущена, рычаг *2* опускается под собственным весом. Штифт *B*, подвешенный к рычагу *2* на звене *3*, которое поджато пластинчатой пружиной *1*, опускается в прорезь *D* корпуса *4*. При последующем натяжении троса корпус *4* провернется примерно на 90° и будет удерживаться штифтом *D* в таком положении. Рычаг 6 отожмется поверхностью трубы, и все устр. освобождается от груза и свободно поднимается. Перед началом следующего цикла захвата трубы отгибают пружину *1* и штифт *B* переводят в прорезь *C*. После этого, отжимая рычаг *6*, заводят Т. на торец трубы. Рычаг 6 с помощью пружины 5 создает предварительное зажатие стенки трубы.

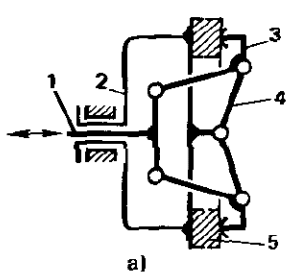
В сх. *б* перед установкой на трубу *7* или лист отводят собачки *13* и *11*, чтобы они не препятствовали повороту звездочки *14*, и опускают рычаг *12* до горизонтального положения линии *AB*. Затем упоры *P* и *R* подводят к торцовой и внутренней поверхностям трубы. При этом поворачивают рычаг *8*, преодолевая усилие пружины *9*.

При натяжении каната звездочка *14* выступом *K* упирается в выступ *J* рычага *8*. Звенья *10*, *8* и *14* работают как одно целое звено без относительного поворота. После транспортировки трубы при ослаблении каната рычаг *12* опустится, собачка *13*, контактируя с упором *N*, повернет звездочку, а собачка *11* застопорит ее в таком положении. Т. может быть снят с перемещаемой трубы последующим натяжением каната.

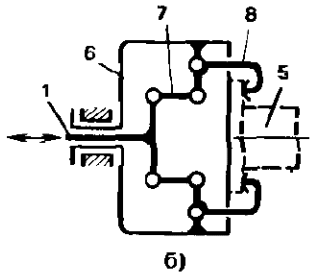
Собачка *13* для исключения автоматического раскрытия захватного устр. может быть отведена и зафиксирована в нерабочем положении, для чего предусмотрены на оси *M* параллельные лыски, а на собачке – соответствующая прорезь.

ТОРЦОВЫЙ ЗАЖИМ – устр. для закрепления обрабатываемой заготовки путем прижатия ее торцовой поверхности к поверхности планшайбы.

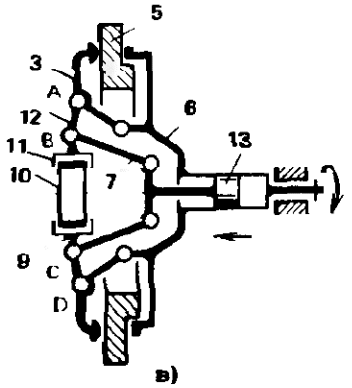
Привод Т. осуществляют через винтовой м. (на сх. *а* и *б* не показан) или с помощью пневмоцилиндра (сх. *в*). Удерживают заготовку в зажатом состоянии за счет самоторможения винтовой пары или посредством специального упругого элемента.



а)



б)



в)

Т. состоит из планшайбы *2* (сх. *а*), прижимающих рычагов *3*, тяги *1* и разжимных звеньев *4*. Заготовку *5* в виде кольца прижимают рычагами *3* при осевом перемещении тяги *1*. Звенья *1*, *3*, *4* и *2* образуют четырехзвенный плоский м. (ползунно-коромысловый м.) со стойкой *2*, ползуном *1*, шатуном *3* и коромыслом *4*. Весь м. вращается вместе с планшайбой *2*.

В другом варианте Т. (сх. *б*) иное расположение звеньев. Заготовку *5* с фланцем к планшайбе *6* прижимают рычаги *8*. Звенья *7* и *8* выполняют соответственно роль шатуна и коромысла в ползунно-коромысловом м.

В обоих вариантах параллельно соединены несколько четырехзвенных м., расположенных симметрично относительно оси вращения планшайбы для обеспечения равномерного прижатия заготовки по торцу.

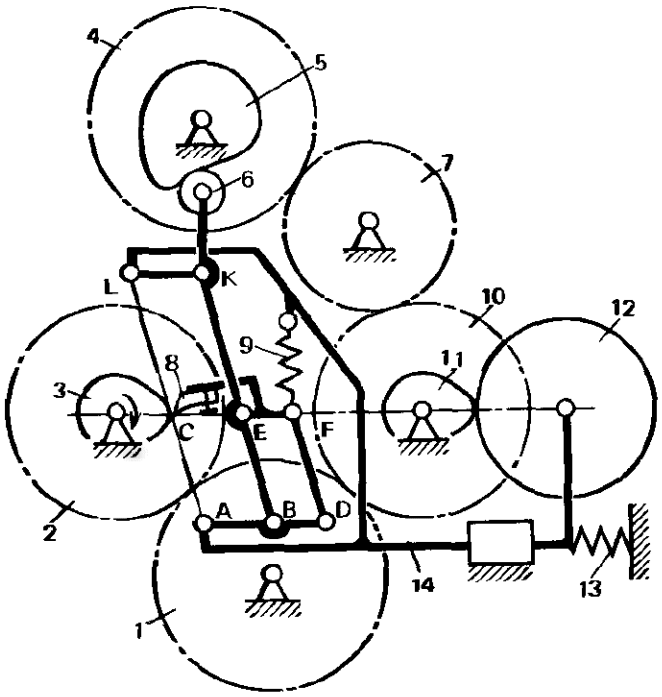
Заготовка *5* (сх. *в*) прижимается торцовой поверхностью к корпусу *6*. Рычаги *3*, прижимающие заготовку, приводятся в движение поршнем пневмоцилиндра *13* через звенья *7* и *12*. В начале зажима центры шарниров *B* и *C* находятся по правую сторону от линии *AB*. При движении поршня в направлении стрелки сначала поворачиваются рычаги *3* до контакта с торцовой поверхностью заготовки *5*, затем перемещаются к оси Т. звенья *9* и *11*, сжимая упругое кольцо *10*. Наибольшее усилие прижатия рычагов и сжатия кольца *10* будет, когда т. т. *A*, *B*, *C* и *D* расположатся на одной прямой. Это неустойчивое положение. Перемещение т. т. *B* и *C* влево, как показано на сх., обеспечивает устойчивое положение звеньев. При этом рычаги *3* прижимаются за счет сил упругости кольца *10* при неработающем пневмоцилиндре.

ТОЧЕНИЯ НЕКРУГЛЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ М. – устр., обеспечивающее воспроизведение режущей кромкой инструмента-резца некруглой поверхности и соответствующую ориентацию инструмента относительно обрабатываемой поверхности.

На сх. обрабатываемая деталь *3* вращается синхронно с копировальным кулачком *11* благодаря их связи через зубчатую передачу *2–1–10*. Ролик *12* прижат к кулачку *11* пружиной *13*. Он сообщает поступательное движение ползуну *14*, на котором установлен резец *8*. Таким образом получена сх. копирования (см. *Копировальный кулачковый м.*).

В данном же м. на ползуне *14* смонтировано устр., которое поворачивает резец *8* относительно т. *C*, сообщая ему оптимальный угол взаимодействия с обрабатываемой поверхностью. Это устр. присоединено к ползуну шарнирно в т. т. *A*, *L* и выполнено в виде параллелограмма *ABKL* с присоединенным к нему параллелограммом *BDFE*. Звено *AD* общее для обоих параллелограммов, а на звене *EF* установлен резец *8* таким образом, что его режущая кромка – т. *C* лежит на пересечении линий *AL* и *EF*, благодаря чему обеспечивается ее неподвижность относительно т. т. *A* и *L*.

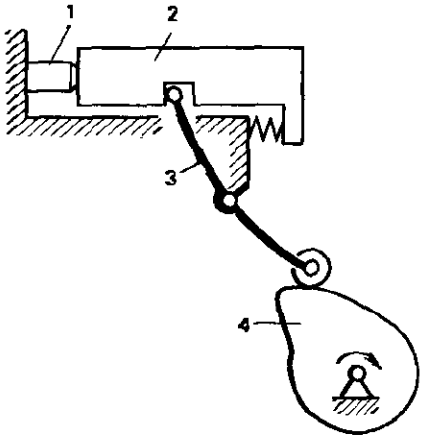
На звене *BK* установлен ролик *6*, взаимодействующий с кулачком *5* и прижимаемый к нему пружиной *9*. Кулачок *5* вращается синхронно с кулачком *11* благодаря их связи через зубчатую передачу *4–7–10*. Профиль кулачка *5* подобран таким образом, чтобы сообщать заданные качательные движения звену *BK* и соответственно резцу *8*.



ТОЧЕЧНЫЙ КОНТАКТ ЗУБЬЕВ – соприкосновение боковых поверхностей двух взаимодействующих зубьев в точке.

ТОЧКА ПРИЛОЖЕНИЯ СИЛЫ – см. *Сила.*

ТОЧНОЙ ОСТАНОВКИ М. – устр., предназначенное для точной остановки ползуна путем его упора в неподвижную деталь.

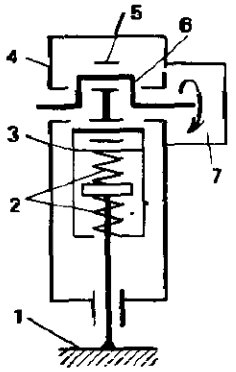


Стол станка – ползун *2* – подводят к упору *1* посредством коромысла *3*, приводимого от кулачка *4*. Необходимого усилия прижатия ползуна к упору добиваются путем деформации коромысла *3*.

ТОЧНЫЙ СИНТЕЗ М. – синтез м. с точным выполнением заданных условий.

ТРАЕКТОРИЯ ТОЧКИ (лат. trajectus – передвижение) – геометрическое место положений движущейся точки в рассматриваемой системе отсчета.

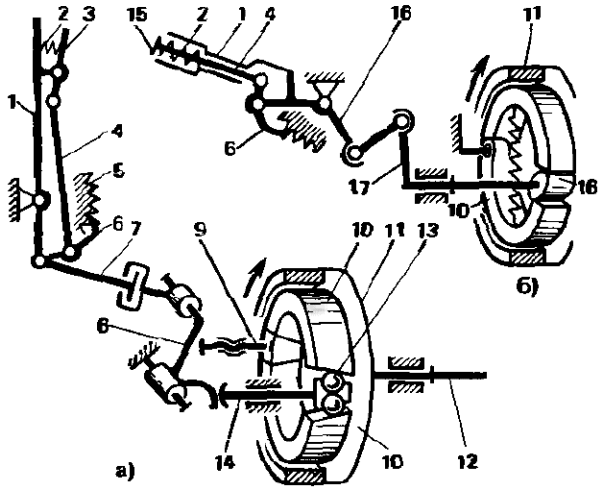
ТРАМБОВОЧНАЯ МАШИНА – устр. для уплотнения материала, принцип действия которого основан на использовании энергии поступательных колебаний массы звеньев.



Двигатель *7*, установленный на корпусе Т. *4*, вращает кривошип *6*, взаимодействующий через шатун *5*, ползун *3* и пружины *2* с площадкой *1*, установленной на поверхности уплотняемого материала.

В зависимости от параметров м., соотношений жесткостей и масс звенья Т. совершают вертикальные колебания с различной амплитудой. Часть энергии колебаний поглощается уплотняемым материалом.

ТРАНСМИССИОННЫЙ ТОРМОЗ (автотракт.) – устр. для торможения машины, устанавливаемое обычно на выходном валу коробки передач и приводимое вручную перемещением рукоятки управления.



Положение рукоятки управления *1* фиксируется защелкой *6*, зацепляющейся с сектором *5*. Защелка *6* в нормальном состоянии поджата к сектору *5* с помощью пружины *2*, усилие сжатия которой передается через рычаг *3* и звено *4* (сх. *а*) или непосредственно через звено *4* (сх. *б*). Для поворота рукоятки нажимают на рычаг *3* или кнопку *15* и выводят защелку из зацепления с сектором. От рукоятки *1* в сх. *а* движение через звено *7*, рычаг *8* передается толкателю *14*. Толкатель *14* перемещает шарики *13*, которые раздвигают колодки *10* до их контакта с поверхностью тормозного шкива *11*, связанного с валом *12*. В результате происходит торможение. Начальное положение колодок регулируют с помощью клинового м. *9*.

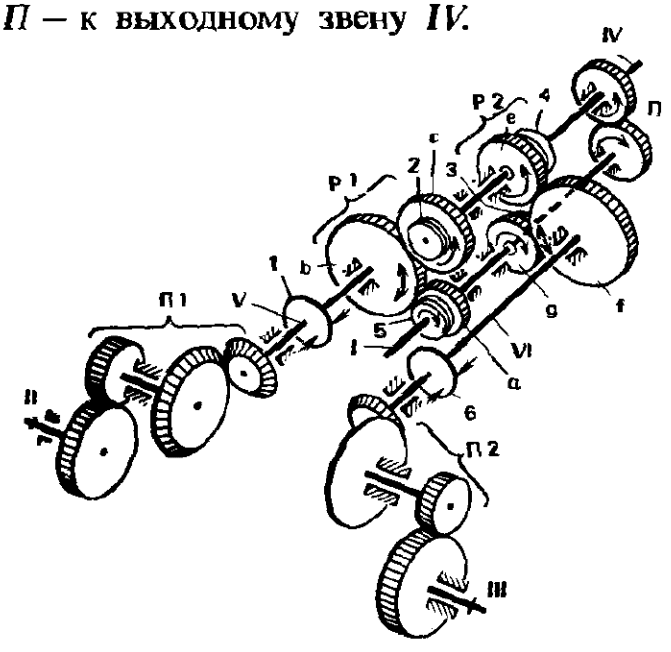
В сх. *б* движение от рукоятки *1* передается через тягу *16* рычагу *17*. Рычаг *17* жестко связан с кулачком *18*. Кулачок *18* при повороте раздвигает колодки *10* и прижимает их к шкиву *11*.

ТРАНСМИССИЯ (лат. transmissio – переход, передача) – устр. для передачи вращения от двигателя к потребителям энергии. Обычно под Т. понимают силовую передачу для параллельного или смешанного соединения нескольких потребителей с одним двигателем.

ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА – совокупность м., обеспечивающих передачу движения от двигателя к звездочкам гусеничного хода и навесному (или прицепному) оборудованию, позволяющих получать несколько ступеней изменения скорости и поворачивать машину.

На сх. обозначено: *I* – входное звено – вал, соединенный с двигателем, например, через гидротрансформатор и многоскоростную передачу; *II, III* – выходные звенья – валы, соединенные со звездочками гусеничного хода; *IV* – вал привода навесного оборудования (вал «отбора мощности»); *V, VI* – промежуточные валы; *Р1* и *Р2* – реверсы; *П, П1* и *П2* – зубчатые передачи; *1–6* – элементы управления (муфты и тормоза).

Валу *I* сообщается непрерывно регулируемое или ступенчато регулируемое движение. От вала *I* кинематическая цепь разветвляется: через реверс *Р1*, вал *V* и передачу *П1* – к выходному звену *II*; через реверс *Р2*, вал *VI* и передачу *П2* – к выходному звену *III*; через передачу *П* – к выходному звену *IV*.



Каждый из реверсов может обеспечить режим движения вперед (включение в реверсе *Р1* муфты *5* и в реверсе *Р2* – муфты *4*) и режим движения назад (включение в реверсе *Р1* муфты *2* и в реверсе *Р2* – муфты *3*).

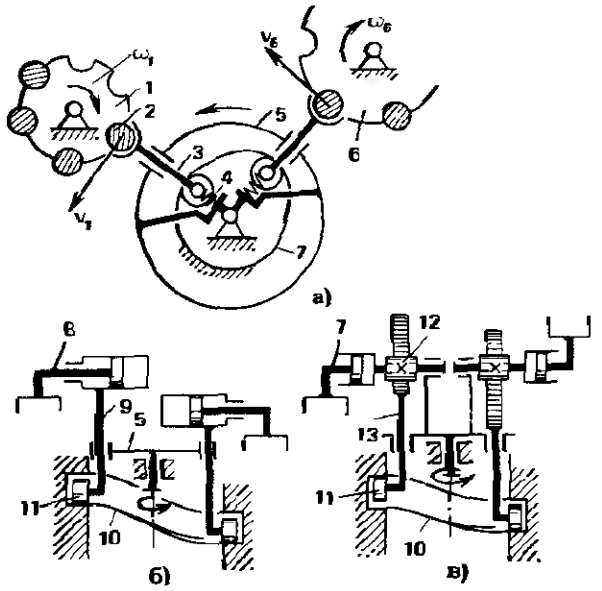
При движении вперед вал *I* взаимодействует с валом *V* через зубчатую пару *a – b*, а с валом *VI* – через зубчатую передачу *П* и зубчатую пару *e – f*; при движении назад вал *I* взаимодействует с валом *V* через зубчатую передачу *П* и зубчатую пару *c – b*, а с валом *VI* – через зубчатую пару *g – f*.

Приводные звездочки останавливаются тормозами *1* и *6*. Различное сочетание включаемых элементов управления позволяет получать плавный или крутой поворот, или поворот машины на месте. Для этой цели соответственно включается одна из муфт в одном из реверсов, затормаживается разомкнутая ветвь или включается один реверс для движения вперед, другой – для движения назад.

ТРАНСПОРТНЫЙ РОТОР (авт.) – устр., захватывающее предметы обработки, совершающее транспортное движение по замкнутой траектории вокруг общей оси и производящее при этом транспортирование и выдачу предметов обработки.

На сх. *а* – Т. с изменяемым вылетом захвата *3*, за счет чего обеспечивается передача предметов, движущихся с одной скоростью, на ротор, обеспечивающий движение предметов с другой скоростью.

Захват *3* перемещается в радиальном пазу ротора *5* и поджимается пружиной *4* к кулачку *7*. Вылет захвата меняется в зависимости от поворота ротора *5* относительно кулачка. Предметы *2* захватываются на роторе *6* и передаются на ротор *1*. Параметры м. выбирают такими, чтобы скорости $\bar{v}_1$ и $\bar{v}_6$ захвата были равны окружным скоростям предметов соответственно на роторах *1* и *6*, определяемым в зависимости от угловых скоростей $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_6$. Т. выполняют также с изменяемым положением по высоте (сх. *б*) и с поворачивающимися захватами (сх. *в*).

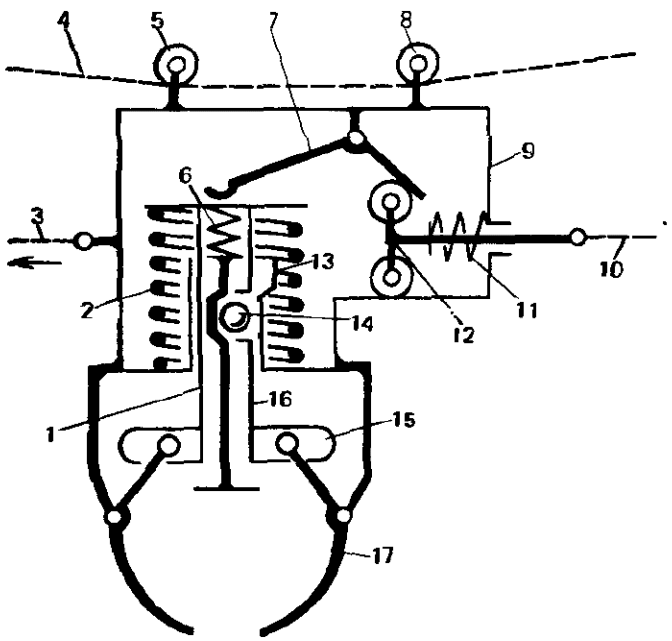


При вращении ротора ролик *11* (сх. *б*) катится по пазу неподвижного кулачка *10* и поднимает или опускает толкатель *9* вместе с захватом *8*.

В сх. *в* толкатель *13* через реечную передачу *12* поворачивает захват *7* вокруг горизонтальной оси.

ТРЕЛЕВОЧНАЯ КАРЕТКА – устр. для захвата и перемещения бревен вдоль направляющей.

Т. подвешена на направляющей *4* посредством роликов *5* и *8* и транспортируется с помощью каната *3*. В корпусе *9* размещены захватное устр. и м. управления им. Захватные рычаги *17* замыкаются под действием пружины *2*, удерживающей ползун *16* в крайнем верхнем положении. Рычаги *17*, ползун *16* с направляющими пазами *15* образуют в совокупности со стойкой (корпусом *9*) синусный м. Для фиксации захватного



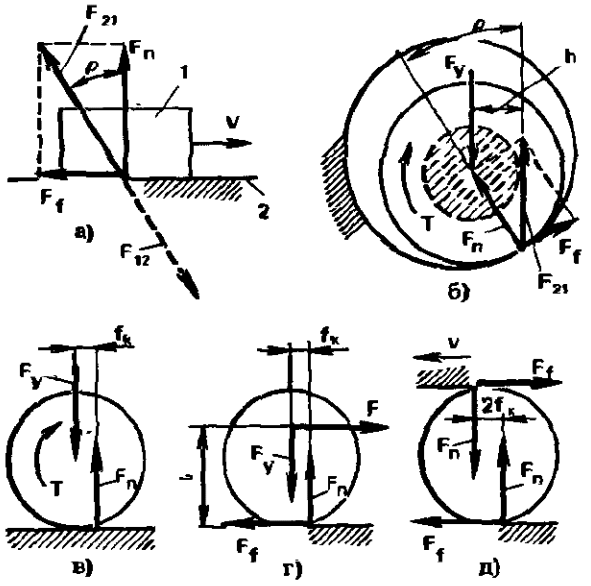
устр. в замкнутом состоянии служит шарик *14*, западающий в выемку *13*, будучи поджатым стержнем толкателя *1*.

Для раскрытия захватного устр. натягивают канат *10*. Звено *12*, преодолевая сопротивление пружины *11*, перемещается вправо и поворачивает коромысло *7*, которое нажимает на ползун *16*, перемещая его вниз, при этом рычаги *17* расходятся. При ослаблении каната *10* ползун *16* перемещается вверх, рычаги *17* поворачиваются, захватывая бревна. Бревна при этом давят на толкатель *11*. Пружина *6* сжимается, и шарик *14* западает в выемку *13*. На этом процесс закрытия захватного устр. и его стопорения завершается.

ТРЕНИЕ – 1) Т. внешнее – механическое воздействие тел в местах их соприкосновения, препятствующее относительному движению тел в плоскости их соприкосновения. Т. между взаимно неподвижными телами при предварительном их смещении наз. Т. покоя, а между движущимися – Т. движения. Сила Т. – мера упомянутого взаимодействия. Т. покоя характеризуется отсутствием относительного движения двух соприкасающихся тел при действии на них касательных сил $F \leqslant F_0 = f_0 F_n$, где F_0 – наибольшая сила Т. покоя; F_n – сила нормального давления одного тела на другое, f_0 – коэффициент Т. покоя (для стали по пластмассе $f_0 \approx 0{,}14$, для резины по чугуну $f_0 \approx 0{,}57 \div 0{,}83$, для кожи по чугуну $f_0 \approx 0{,}56$).

Т. движения наз. Т. скольжения, если одна и та же точка одного тела соприкасается со следующими одна за другой точками другого тела. Т. движения наз. Т. качения, если каждая из точек одного тела приходит в соприкосновение только с одной из точек другого тела, а ось мгновенного относительного вращения тел проходит через точку соприкосновения.

Т. в зависимости от характера соприкосновения может быть без смазки



когда поверхности трущихся тел покрыты твердыми пленками, граничным — когда поверхности покрыты тонким слоем жидкости (≈0,1 мкм), жидкостным — когда поверхности разделены слоем смазки, при котором неровности тел не соприкасаются.

Силу Т. скольжения (сх. *а*) определяют как $F_f = fF_n$, где f — коэффициент трения скольжения (обычно $f < f_0$). Величина f зависит от материала трущихся тел *1* и *2*, смазки и других параметров. Ориентировочно для Т. без смазки стали по чугуну $f = 0{,}10 \div 0{,}16$; для жидкостного Т. металлической пары $f = 0{,}002 \div 0{,}006$, металла по пластмассе $f = 0{,}004 \div 0{,}008$. Реакция одного тела на другое $\bar{F}_{21}$ равна геометрической сумме сил $\bar{F}_n$ и $\bar{F}_f$. Она отклоняется от составляющей $\bar{F}_n$ на угол трения ρ. Так как $F_f = F_n \operatorname{tg} \rho$, то $f = \operatorname{tg} \rho$, откуда $\rho = \operatorname{arctg} f$. Во вращательной паре (сх. *б*) реакция также отклоняется на угол ρ. При этом создается момент трения T_f — момент пары сил: силы давления F_y и реакции F_{21}. $T_f = F_{21}h$, где h — плечо силы F_{21} или радиус круга Т. (вектор F_{21} как бы касается условного круга радиусом h).

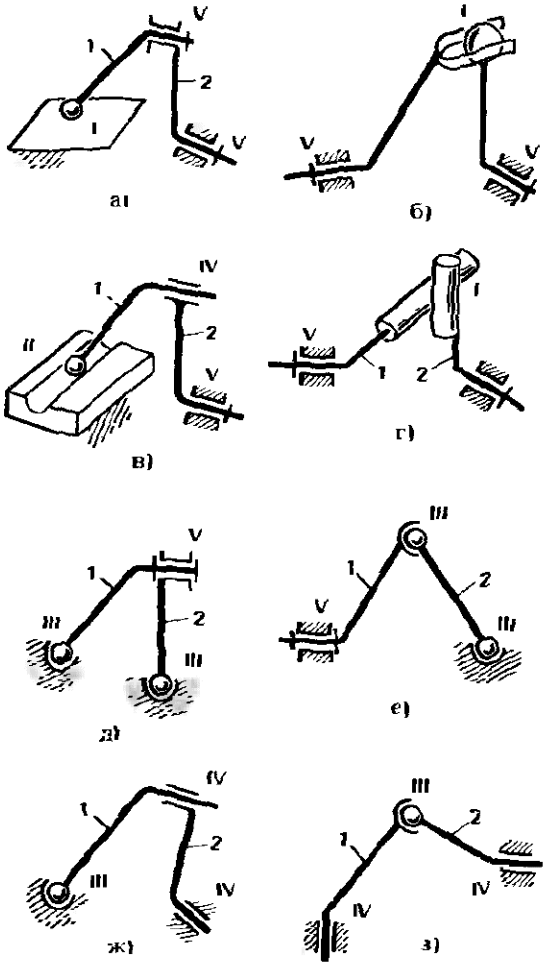
Т. качения шара или кругового цилиндра по плоскости (сх. *в*) без смазки характеризует величина момента $T_f = f_к F_n$, где $f_к$ — коэффициент Т. качения, имеющий размерность длины и характеризующий отклонение нормальной составляющей реакции $\bar{F}_n$ от оси катящегося тела; r — радиус катящегося тела. Для стального колеса, катящегося по рельсу, $f_к = 0{,}005$ см, для ролика или шарика, катящегося по закаленной дорожке подшипника качения, $f_к = 0{,}0005 \div 0{,}001$ см. Тело может двигаться под действием момента $\bar{T} = -\bar{T}_f$ (сх. *в*) либо силы $F = \frac{f_к F_n}{l}$, где l — плечо действия силы $\bar{F}$ (сх. *г*). В частном случае, когда цилиндр зажат двумя плоскостями (сх. *д*), $F = \frac{f_к F_n}{2r}$.

Т. движения в м. играет отрицательную роль; вызывает износ и сопровождается потерями энергии на нагрев. Т. покоя играет положительную роль: оно препятствует самопроизвольному скольжению одного тела относительно другого тела в клиновых м. (см. *Самоторможение*), дает возможность телу катиться, а также передавать движение от одного тела другому (см. *Фрикционный м.*).

2) Т. внутреннее — процессы внутри тел при их деформации, приводящие к необратимому рассеянию механической энергии. Т. внутреннее в жидкостях наз. вязкостью.

ТРЕХЗВЕННЫЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ М. — рычажный м., содержащий одно неподвижное и два подвижных звена, совершающих движения в непараллельных плоскостях.

Для получения числа степеней свободы, равного единице, с учетом того, что Т. имеет три кинематические пары, число связей в кинематических парах должно быть равно 11 (сх. *а*—*з*). Сх. *а*, *б*, *г*, например, характеризуются использованием пятиподвижных пар *I*, сх. *в* имеет четырехподвижную пару *II*, сх. *д*, *е*, *ж*, *з* имеют трехподвижную пару *III*. Однако сочетания не всех видов кинематических пар, удовлетворяющих данному условию, позволяют иметь практически полезные м. В качестве передаточных м. могут быть использованы только Т. с парами одноподвижными *V* и двухподвижными *IV*, образованными стойкой и подвижным звеном (сх. *б*, *г*, *з*). В качестве



составляющих сложных кинематических цепей могут быть использованы сх. *а*, *в*, *ж*. Это обусловлено тем, что для кинематической связи приводного или исполнительного устр. со звеном *1* требуется дополнительный м., так как пока легко могут быть реализованы лишь приводные одноподвижные и двухподвижные пары.

В сх. *ж* и *з* в качестве приводной пары *IV* может быть использован гидроцилиндр, у которого допускается поворот поршня относительно цилиндра.

Сх. *б* и *г* широко используются в муфтах для передачи небольших моментов. М., сх. *г* наз. поводковым м. или поводковой муфтой (при совпадении осей вращения звеньев *1* и *2*). Малая несущая способность обусловлена применением высшей кинематической пары *I*.

Сх. е, д допускают совместное вращение звеньев *1* и *2* вокруг общей оси пар, в состав которых входит стойка. Хотя такие устр. и удовлетворяют формальному требованию к числу степеней свободы, но их нельзя использовать для передачи или преобразования движения.

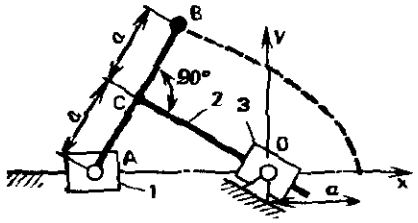
ТРЕХПОДВИЖНАЯ ПАРА – кинематическая пара с тремя степенями свободы в относительном движении ее звеньев.

ТРЕХПОДВИЖНАЯ СФЕРИЧЕСКАЯ ПАРА – трехподвижная пара, допускающая сферическое движение одного звена относительно другого [*см. Кинематическая пара (пара)*].

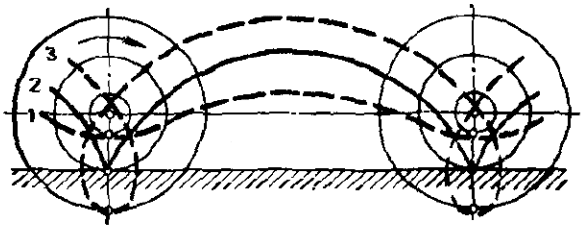
ТРИБ – малое зубчатое колесо в часовом или в цевочном зацеплении. Число зубьев Т. 6–20.

ТРИСЕКАНТЫ М. – устр. для воспроизведения кривой – трисеканты.

Кулисный м. имеет кулису *3*, ползун *2* и связанный с ним шарнирно в т. *A* ползун *1*. Ползун *2* Т-образный. Прямая *AB* перпендикулярна прямой *OC*. Точка *B* описывает трисеканту, уравнение которой $x^2y^2 + y^4 - a^2x^2 - a^2y^2 + \frac{a^4}{4} = 0$, где a – обозначение на сх.



ТРОХОИДА (греч. trochos – колесо + + eidos – вид) – кривая, описываемая т., жестко связанной с окружностью, которая катится без скольжения по прямой.



Частный случай Т. – циклоида, когда указанная т. расположена на окружности (кривая *2*). При расположении т. внутри окружности получают укороченную Т. (кривая *1*), при расположении вне окружности – удлиненную Т. (кривая *3*).

ТРУБКА БУРДОНА – одновитковая трубчатая пружина для преобразования давления в перемещение. Один конец

пружины закреплен и имеет отверстие, сообщающееся с источником подачи газа или жидкости под давлением. Второй конец трубки закрыт. При подаче газа или жидкости под давлением Т. стремится распрямиться. Применяют Т. в измерительных приборах (см. *Манометр*) и манипуляторах (см. *Упругая приводная пара в манипуляторе*).

ТЯГА – деталь, передающая движение и связывающая отдельные звенья м. Под Т. обычно понимают деталь в виде длинного стержня, нагруженного продольной силой.

ТЯГОВО-СЦЕПНОЙ М. (автотракт.) – устр. для присоединения прицепа к тягачу.

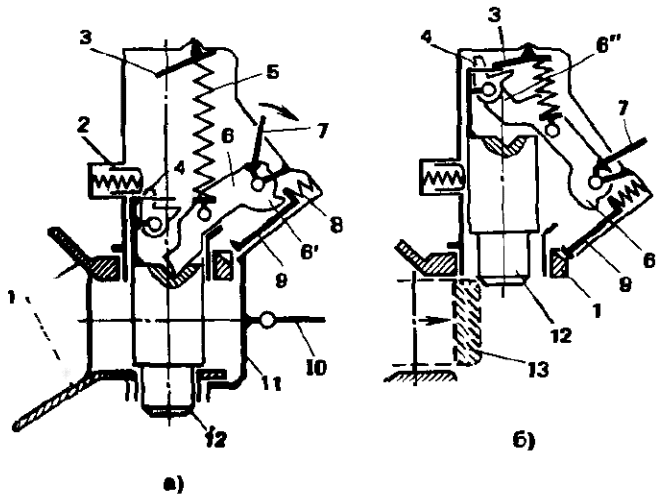
Корпус Т. *11* связан шарнирно с рамой тягача *10* (сх. *а*). В раструб *1* вводят петлю прицепа *13* (сх. *б*). Шкворень *12* при этом опускается, и тягач оказывается соединенным с прицепом вращательной парой. Т. обеспечивает автоматическое опускание шкворня *12* и надежное его удержание. В нижнем положении (сх. *а*) шкворень *12* удерживается стопором *2*.

Чтобы поднять шкворень *12*, поворачивают рычаг *7* по часовой стрелке. Вместе с ним поворачивается кулачок *6* и воздействует на собачку *4*. Собачка *4*, поворачиваясь, утапливает стопор *2*, а кулачок, продолжая воздействовать на собачку *4*, поджимает ее вместе со шкворнем в положение на сх. *б*. При этом сжимается пружина *5*, а кулачок контактирует своей выемкой *6″* с цилиндрической частью собачки, удерживая ее со шкворнем в этом положении.

При повороте кулачка его упор *6′* освобождает фиксатор *9* и тот под действием пружины *8* заходит в выемку раструба *1*. Тем самым удерживаются от относительного поворота корпус *11* и раструб *1*.

При введении петли прицепа *13* в раструб (сх. *б*) она нажимает на коническую часть шкворня, и шкворень несколько приподнимается. При этом пластина *3* поворачивается, собачка *4* отделяется от кулачка *6*. Кулачок под действием пружины *5* резко поворачивается против часовой стрелки, ударяя при этом по шкворню *12*. Шкворень опускается в положение на сх. *а*. Стопор *2* выдвигается, а фиксатор *9* кулачком *6* поднимается в верхнее положение. Т. готово для передачи тягового усилия.

ТЯГОВЫЙ РЕЖИМ ПЕРЕДАЧИ – режим работы передачи, при котором энергия передается от входного звена к выходному.

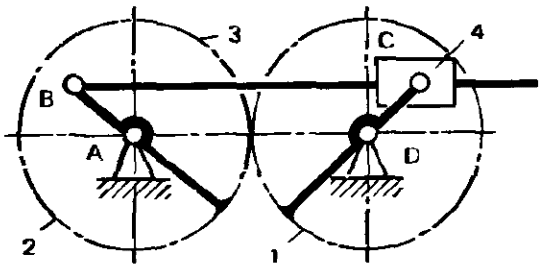


У

УВЕЛИЧЕННОГО ОТНОСИТЕЛЬНОГО ХОДА М. – устр., служащее для получения поступательного перемещения звеньев и увеличения относительного хода двух подвижных звеньев по сравнению с ходом каждого звена в неподвижных осях координат.

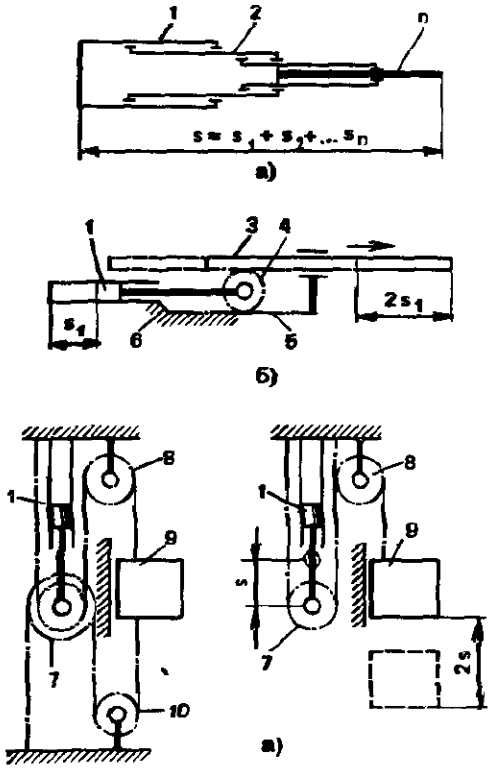
На сх. зубчато-рычажный м. К каждому из зубчатых колес *1* и *2* шарнирно в т. т. *B* и *C* присоединены звенья *3* и *4*, связанные между собой поступательной парой. Числа зубьев колес одинаковы, а $AB = CD$.

Ход звена *3* относительно звена *4* в 4 раза больше величины *AB* или *CD*.



У. применим, например, в двигателях внутреннего сгорания, в гидравлических машинах и т. п. устр.

УВЕЛИЧЕННОГО ХОДА М. – устр., состоящее из нескольких м. и служащее для получения поступательного движения и увеличения хода выходного звена по сравнению с ходом составляющих м.



У. целесообразен, в частности, когда бывает недостаточно хода обычно используемых гидроцилиндров. Выполняют У. в виде телескопических гидроцилиндров *1*, *2* (сх. *а*), соединения гидроцилиндра с реечным м. (сх. *б*), соединения гидроцилиндра с цепным полиспастным м. (сх. *в*).

В телескопическом цилиндре (сх. *а*) ход s звена n относительно звена *1* равен сумме перемещений всех звеньев: $s = s_1 + s_2 + \ldots + s_n$, где индексы соответствуют обозначениям звеньев.

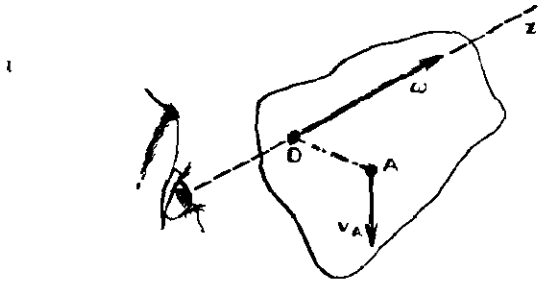
В сх. *б* поршень гидроцилиндра *1* сообщает движение оси колеса *4*, зацепляющегося с рейкой 5, связанной с неподвижным звеном *6*, и подвижной рейкой *3*. Используя метод обращения движения, получаем $s_6 - s_1 = -(s_3 - s_1)$, откуда при $s_6 = 0$ $s_3 = 2s_1$.

В сх. *в* гидроцилиндр *1* сообщает движение блоку *7*. Из условия нерастяжимости гибкой связи, огибающей подвижный блок *7* и неподвижные блоки *8* и *10*, следует, что перемещению блока *7* на величину s соответствует перемещение объекта *9* на величину $2s$ (сх. *в*, справа). Две гибкие связи на сх. *в* слева необходимы для устойчивого движения объекта 9.

УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ – кинематическая мера вращательного движения тела, выражаемая вектором, равным по модулю отношению элементарного угла поворота тела к элементарному промежутку времени, за который совершается этот поворот, и направленным вдоль мгновенной оси вращения в ту сторону, откуда элементарный поворот тела виден происходящим против хода часовой стрелки.

Для тела, вращающегося вокруг неподвижной оси, модуль угловой скорости равен модулю производной от угла поворота φ по времени t: $\omega = \dfrac{d\varphi}{dt}$.

У. изображают в виде вектора $\bar{\omega}$, отложенного по оси вращения z в том направлении, в котором вращение тела видно происходящим по часовой стрелке. Вектор $\bar{v}_A$ скорости любой точки A определяют по формуле Эйлера: $\bar{v}_A = [\bar{\omega}, \overline{OA}]$, где $\overline{OA}$ – радиус-вектор т. A. Измеряют У. в рад/с.



УГЛОВОЕ УСКОРЕНИЕ – мера изменения угловой скорости тела, равная производной от угловой скорости $\bar{\omega}$ по времени t: $\bar{\varepsilon} = \dfrac{d\bar{\omega}}{dt}$.

У. определяют через тангенциальное ускорение a_t и радиус r расположения т. относительно оси вращения: $\varepsilon = a_t/r$.

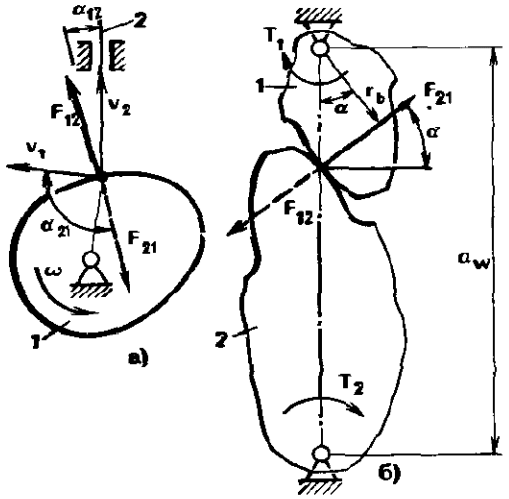
У. представляют в виде вектора, совпадающего по направлению с векто-

ром угловой скорости тела (см. *Угловая скорость*), если У. приводит к ее увеличению, и направленного в противоположную сторону, если У. приводит к ее уменьшению. Измеряют У. в рад/с^2.

УГЛОВОЙ ШАГ ЗУБЬЕВ – см. *Шаг зубьев.*

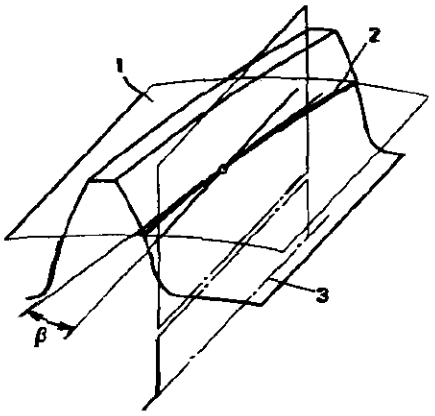
УГОЛ ВИНТОВОЙ ЛИНИИ – см. *Винтовая пара.*

УГОЛ ДАВЛЕНИЯ – угол между направлением силы давления на данное звено (для которого определяют У.) со стороны другого звена и скоростью т. приложения этой силы. Например,



угол давления (сх. *а*) на звено *2* со стороны звена *1* – угол α_{12} между $\bar{F}_{12}$ и $\bar{v}_2$, угол давления на звено *1* со стороны звена *2* – угол α_{21} между $\bar{F}_{21}$ и $\bar{v}_1$. При синтезе кулачкового м. имеет значение угол α_{12}: чем он больше, тем больше потери на трение, так как получаются большие реакции в поступательной и вращательной парах. Может происходить даже заклинивание толкателя (см. *Самоторможение*). В зубчатой передаче (сх. *б*) чем больше угол давления α, тем больше F_{21} из-за уменьшения плеча r_b при одних и тех же моменте T_1 и межосевом расстоянии a_w, а следовательно, больше силы трения и ниже КПД.

УГОЛ НАКЛОНА ЛИНИИ ЗУБА – острый угол β между линией зуба *2* и линией пересечения соосной поверхности зубчатого колеса *1*, которой принадлежит



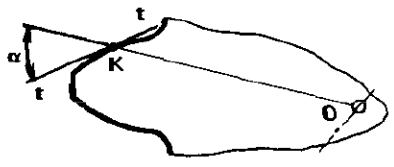
эта линия зуба, с плоскостью, проходящей через его ось *3*.

Различают делительный, начальный и другие У., соответствующие делительной, начальной и другим поверхностям зубчатого колеса.

УГОЛ ПОВОРОТА ТЕЛА (ЗВЕНА) – см. *Вращательное движение твердого тела.*

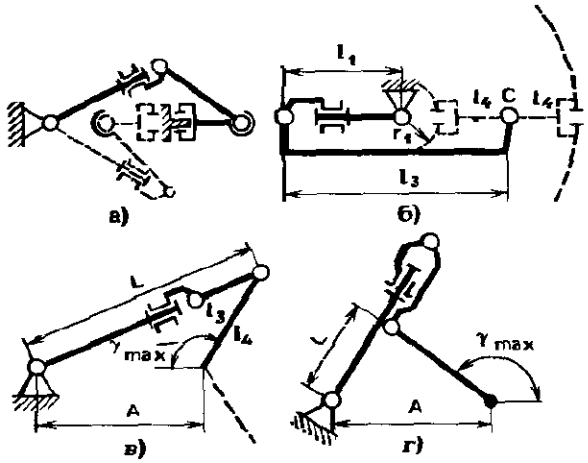
УГОЛ ПОДЪЕМА РЕЗЬБЫ – угол, образованный касательной к винтовой линии в точке, лежащей на среднем диаметре резьбы, и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы. У. $\psi = \mathrm{arctg}\frac{t}{\pi d}$, где t – ход резьбы; d – средний диаметр.

УГОЛ ПРОФИЛЯ ЗУБА – острый угол α в выбранном сечении между касательной *tt* к профилю зуба в данной точке и линией кратчайшего расстояния *OK* по поверхности сечения от этой точки до оси зубчатого колеса. Различают делительный, начальный и др. У., соответствующие т. на делительной, начальной и др. соосных поверхностях зубчатого колеса.



УГОЛ СЕРВИСА – максимальный телесный угол, внутри которого захватное устр. манипулятора можно подвести к заданной точке.

На сх. *а* захватное устр. можно подвести с любой стороны к объекту манипулирования. При этом У. равен 4π. Но такой У. имеет место лишь внутри пространства, ограниченного радиусами

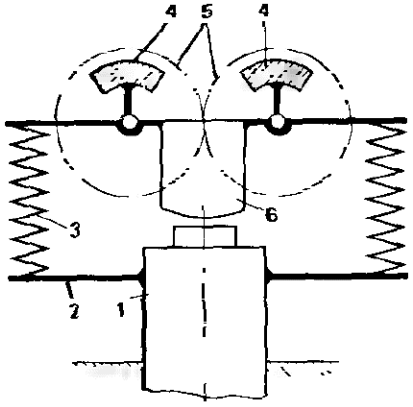


$l_1 + l_3 - l_4$ и $l_3 - l_1 + l_4$ (для сх. *б* при условии возможного неограниченного вращения захватного устр. относительно т. *C*). Во всех остальных точках рабочей зоны манипулятора У. меньше 4π, а на границах зоны равен нулю. В реальных м. приводные кинематические пары, кроме того, выполняют неполноповоротными, из-за чего У. может быть меньше, чем получаемый на сх. *а*–*г*. Для положений, показанных на сх. *в* и *г*, определяют углы γ_{max} из соотношения $\cos\gamma_{max} = \pm \dfrac{l_4^2 + A^2 - L^2}{2l_4A}$, где $L = l_1 \pm l_3$; + для сх. *в*, – для сх. *г*.

При этом телесный угол $\psi = 2\pi(1 - \cos\gamma_{max})$. Для оценки качества обслуживания определяют У. по всему объему. При этом вычисляют коэффициент сервиса $\theta = \dfrac{\psi}{4\pi}$.

УГОЛ ТРЕНИЯ – см. *Трение*.

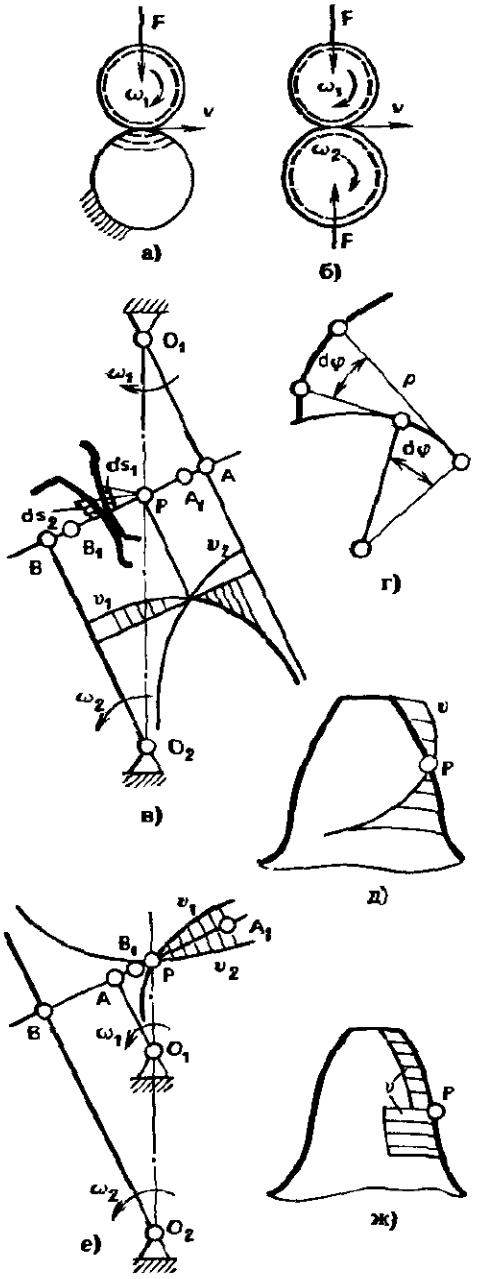
УДАРНО-ВИБРАЦИОННАЯ МАШИНА (*ндп.* Виброударная машина) – вибрационная машина, у которой колебания рабочего звена постоянно сопровождаются ударами о др. элементы машины или об обрабатываемую среду. Используют У. для уплотнения грунта или др. материалов (см. *Трамбовочная машина*), для забивки свай и т. д. У. для забивки свай наз. также вибромолотом.



Вибромолот закрепляют на погружаемой в грунт свае *1*. Его ударная часть *6* соединена с рамой *2*, закрепленной на свае посредством пружин *3*. На ударной части смонтирован привод дебалансов *4*. Дебалансы вращаются в разные стороны с одинаковой частотой благодаря их связи посредством зубчатой пары *5*. При вращении дебалансов вертикальные составляющие сил инерции складываются, а горизонтальные – взаимно уравновешиваются. Ударная часть при этом совершает вертикальные колебания и ударяет по наковальне, установленной на свае.

УДЕЛЬНОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ В КОНТАКТНОЙ ТОЧКЕ ПОВЕРХНОСТИ (ПРОФИЛЯ) ЗУБА – отношение скорости контактных точек к скорости общей точки по поверхности (профилю) зуба данного зубчатого колеса в направлении скольжения. У. характеризует интенсивность износа каждого из взаимодействующих зубьев. Для оценки интенсивности износа оказывается недостаточно скорости скольжения. Проиллюстрировать это можно на простом примере. На сх. *а* и *б* показаны два случая взаимодействия роликов, прижимаемых друг к другу силой $\bar{F}$. В обоих случаях скорость скольжения $\bar{v}$ одинакова, но в первом случае второй ролик неподвижен, а во втором – оба ролика вращаются. Очевидно, что характер износа (см. пунктирные линии) в этих случаях будет различным.

Установлено, что отношение скорости скольжения к линейной скорости точки рассматриваемого звена в направлении скольжения (v/v_1 или v/v_2) характеризует износ этого звена в данной т. Для неподвижного звена на сх. *а* $v/v_2 \to \infty$ и, соответственно, износ его несоизмеримо больше износа подвижного звена. Отношение v/v_1 или v/v_2 является удельным скольжением. Его обозначают ϑ_1 для первого колеса и ϑ_2 для второго коле-



са. Учитывая, что скорость скольжения определяется как разность скоростей соприкасаемых точек,

$$\vartheta_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1};\ \vartheta_2 = \frac{v_2 - v_1}{v_2}$$

или

$$\vartheta_1 = \frac{ds_1 - ds_2}{ds_1};\ \vartheta_2 = \frac{ds_2 - ds_1}{ds_2},$$

где ds_1 и ds_2 – элементарные участки пути и соответственно контакта по профилям первого и второго зубьев при повороте колес на углы $d\varphi_1$ и $d\varphi_2$, связанные передаточным отношением $i_{1-2} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2}$.

В соответствии со сх. *г* с учетом свойств эвольвенты можно записать $ds = \rho d\varphi$, где ρ – радиус кривизны эвольвенты.

С учетом этого выражения (1) примут вид:

$$\vartheta_1 = 1 - \frac{\rho_2 d\varphi_2}{\rho_1 d\varphi_1};\ \vartheta_2 = 1 - \frac{\rho_1 d\varphi_1}{\rho_2 d\varphi_2}, \qquad (2)$$

или

$$\vartheta_1 = 1 - \frac{\rho_2}{\rho_1} i_{2-1},\ \vartheta_2 = 1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} i_{1-2}. \qquad (3)$$

Графики удельных скольжений ϑ_1 и ϑ_2, построенные по данным зависимостям, представлены на линии зацепления на сх. *в*. При перемещении т. контакта от т. *A* до т. *B* ϑ_1 изменяется от $-\infty$ до 1, а ϑ_2 – от 1 до $-\infty$. В реальной передаче, поскольку т. контакта перемещается в пределах активной линии зацепления A_1B_1, удельные скольжения имеют конечные значения. Графики ϑ можно представить на профиле зуба (сх. *д*). Значение ϑ у ножки зуба больше, чем у вершины. Этим объясняется большая интенсивность износа поверхности у ножки зуба.

Путем выбора параметров передачи можно уменьшить, увеличить, переместить активную линию зацепления, а также изменить величины удельных скольжений – сделать, например, их одинаковыми у ножек зубьев обоих взаимодействующих колес.

С учетом того, что зуб колеса участвует в зацеплении меньшее число раз, чем зуб шестерни, целесообразно сопоставлять величины ϑ_1 и ϑ_2/i_{12}. Это имеет особое значение при больших передаточных отношениях.

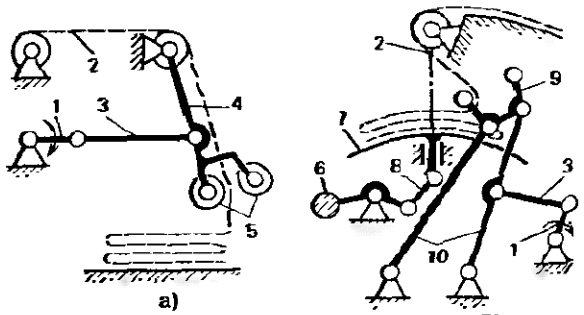
Для внутреннего зацепления графики У. даны на сх. *е*.

У. для циклоидального зацепления представлено на профиле зуба на сх. *ж*.

УКЛАДЧИК МАТЕРИАЛА – *см. Фергюссона м.*

УКЛАДЧИК ТКАНИ (текст.) – устр. для укладки непрерывно подаваемой ткани (ленты, полосы бумаги) в многослойную стопу.

Ткань *2* подается между роликами *5* (сх. *а*), установленными на коромысле *4*. Коромыслу *4* сообщается качательное движение от вращающегося кривошипа *1* посредством шатуна *3*. За один цикл



качательного движения коромысла *4* укладываются два слоя ткани *2*.

В сх. *б* ткань *2* захватывается шатуном *9*. Коромысловому м. *10* сообщается качательное движение от вращающегося кривошипа *1* через шатун *3*. Шатун *9*, перемещаясь, укладывает ткань на стол *7*. Стол *7* под действием веса уложенной ткани постепенно опускается. Вес ткани и стола уравновешивается противовесом *6*, взаимодействующим с поступательно движущимся столом через шатун *8*.

УЛИТКА ПАСКАЛЯ – см. *Конхоидограф*.

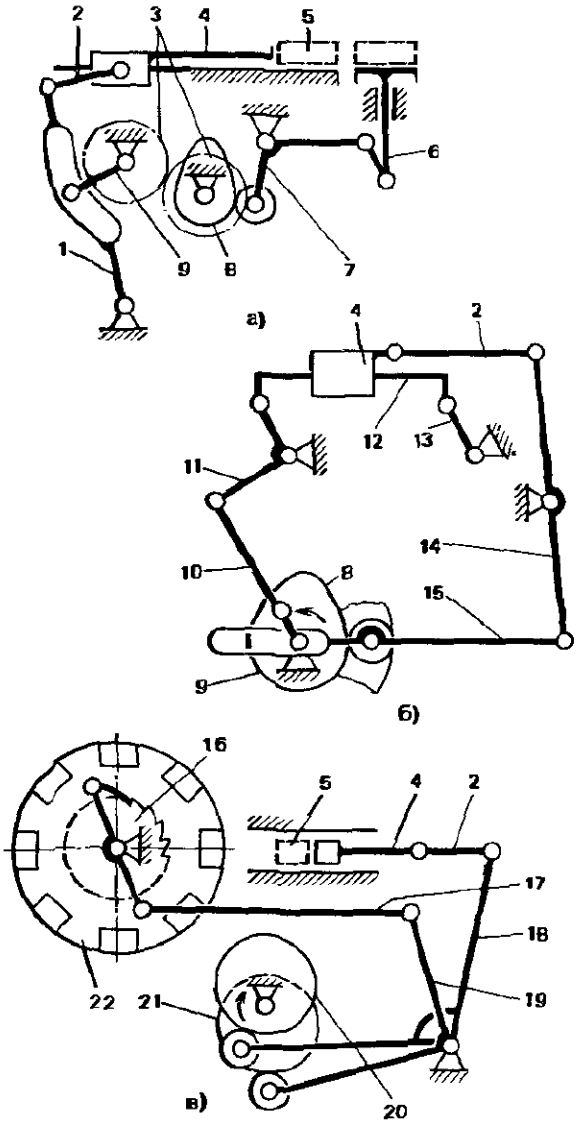
УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ШАРНИР – см. *Карданная передача* и *Шарнирная муфта*.

УНИФИКАЦИЯ (от лат. unus – один и facio – делаю) – рациональное сокращение числа объектов (м., деталей, параметров и т. п.) одинакового назначения.

УПАКОВОЧНОЙ МАШИНЫ М. – устр. для вертикального, горизонтального перемещений и поворота упаковываемых изделий.

В сх. *а* изделие *5* перемещается горизонтально ползуном *4* и затем поднимается ползуном *6*. Ползун *4* приводится в движение от кривошипа *9* через криволинейную кулису *1* и шатун *2* кулисного м. Ползун *6* приводится от кулачка *8* через коромысло *7* и шатун. Кулачок и кривошип кинематически связаны посредством зубчатой пары *3*, что обеспечивает согласованность движений звеньев *4* и *6*.

В сх. *б* ползун *4* установлен на направляющей *12*, образующей с коромыслами *11*, *13* и стойкой параллелограмм. Коромысло *11* перемещает кривошип *9* через шатун *10*. На одном валу с кривошипом установлен кулачок *8*, который через звено *15*, рычаг *14* и шатун *2* сообщает движение ползуну *4*. Ему таким образом

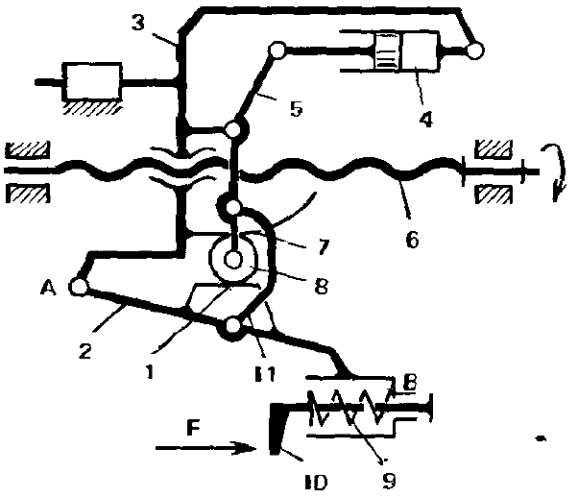


одновременно сообщается вертикальное движение от кривошипа *9* и горизонтальное – от кулачка *8*.

В сх. *в* ползун *17* подает изделие *5* на поворотный стол *22*. Движение ползуну сообщается от кулачка *20* через коромысло *18* и шатун *2*. Стол поворачивается от кулачка *21* через коромысло *19*, шатун *17* и храповой м. *16*. На сх. *в* элементы замыкания м. условно не показаны.

УПОР ПЕРЕДВИЖНОЙ (металлург.) – устр., обеспечивающее остановку проката для резки его на ножницах или пилах.

Положение каретки упора *3* регулируется вращением самотормозящего винта *6*. Звено *10*, останавливающее прокат и воспринимающее силу $\bar{F}$, связано поступательной парой *B* с коромыслом *2*.



Удар проката передается через пружину *9* на коромысло, а затем через площадку *1*, ролик *8* и направляющую ролика *7* воспринимается кареткой *3*. Только один шарнир *A* воспринимает ударную нагрузку, все другие шарниры м. при этом не нагружаются.

Для пропуска проката коромысло *2* поворачивают вокруг т. *A* с помощью гидроцилиндра *4*. Гидроцилиндр воздействует на коромысло через рычаг *5* и тягу *11*. Одновременно выводится по направляющей *7* из зоны контакта с площадкой *1* ролик *8*.

УПРАВЛЯЕМАЯ СЦЕПНАЯ МУФТА – см. *Сцепная муфта.*

УПРАВЛЯЕМЫЙ САМОТОРМОЗЯЩИЙ М. (ндп. Механический усилитель мощности) – устр., содержащее самотормозящий м., замыкающий силу сопротивления и движущую силу на стойку и обеспечивающий возможность передачи движения при исключении самоторможения.

В сх. *а* сила сопротивления $\bar{F}_c$ со стороны исполнительного устройства и движущая сила $\bar{F}_д$ со стороны гидроцилиндра *1* воспринимаются через зубчатую рейку *2*, зубчатое колесо *3* и самотормозящую червячную передачу *4–5* на стойку. Какое бы ни было различие в силах $\bar{F}_c$ и $\bar{F}_д$, движение рейки *2* невозможно ни в ту, ни в другую сторону, если момент T_y на червяке *5* равен нулю или недостаточен, чтобы исключить самоторможение.

При наличии на червяке управляющего момента $\bar{T}_y$, который превышает величину, необходимую для преодоления сил трения в червячной передаче (для проворачивания звеньев), самотормозящий м. отключается. Избыточная часть момента $\bar{T}_y$, приведенная к червячному колесу, при этом суммируется с моментом от движущих сил или сил сопротивления (в зависимости от направления вращения червяка).

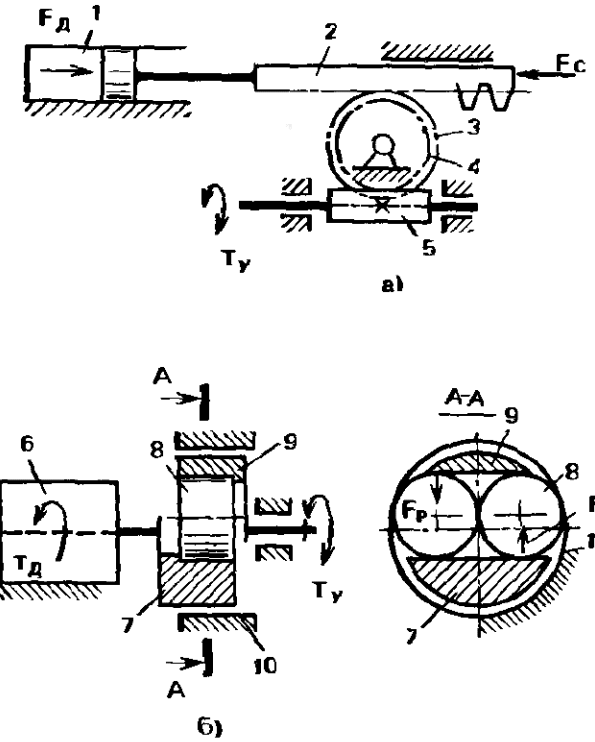
В червячной передаче T_y выбирают из условия

$$T_y \geqslant \frac{T_ч \operatorname{tg}(\rho - \gamma)}{i \operatorname{tg}\gamma},$$

где i – передаточное отношение; γ – угол винтовой линии червяка; ρ – угол трения, $T_ч$ – момент, приведенный к червячному колесу *4* и обусловленный величинами сил $F_д$, F_c и T_y.

При $T_ч = 0$ T_y выбирают из условия преодоления постоянной составляющей сил трения ненагруженной передачи.

В сх. *б* в качестве самотормозящего м. использован двойной м. свободного хода двустороннего действия. Его выходное звено *7* соединено с валом двигателя *6* и нагружено моментом сил сопротивления $\bar{T}_c$ и моментом движущих сил $\bar{T}_д$. Различие в моментах компенсируется моментом, обусловленным заклиниванием роликов *8* в неподвижной обойме



10. Заклинивающая сила на сх. обозначена $\bar{F}_з$.

Если к входному – управляемому звену *9* м. свободного хода приложить момент $\bar{T}_у$, расклинивающий ролики, то становится возможным движение звена *7*. Расклинивающая сила на сх. обозначена $\bar{F}_р$. Ее избыточная величина, приведенная к звену *7*, суммируется с величиной сил сопротивления или движущих сил в зависимости от направления вращения звена *9*.

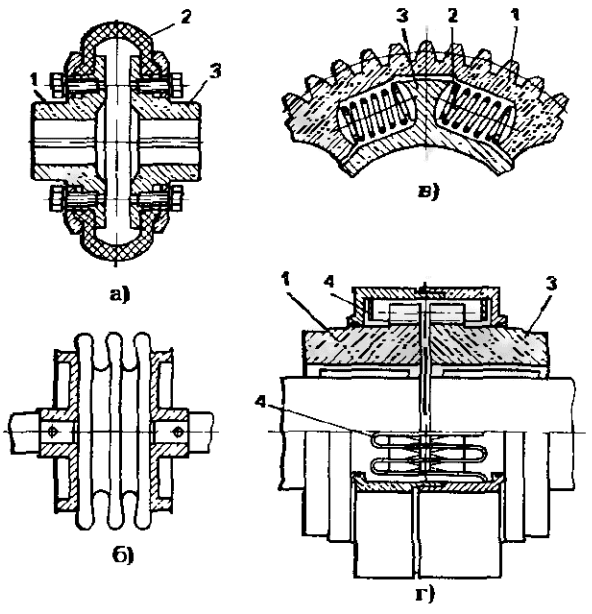
В качестве У. используют также винтовые и клиновые м.

УПРАВЛЯЮЩЕЕ УСТР. – устр. системы автоматического управления (регулирования), которое воздействует на объект управления в соответствии с заданной целью управления или установленным законом регулирования.

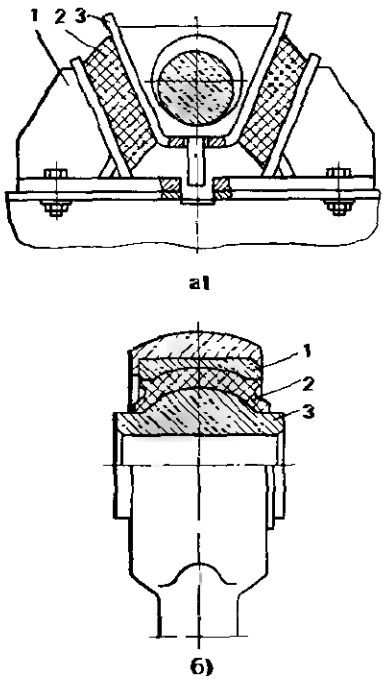
УПРУГАЯ МУФТА – муфта для соединения валов и передачи вращающего момента, обеспечивающая упругую связь между соединяемыми валами.

У. состоит из двух полумуфт *1* и *3* (сх. *а*), закрепленных на концах валов, и упругой связи *2*, установленной между полумуфтами. Упругую связь выполняют в виде торовой резиновой оболочки (сх. *а*), гофрированной стальной оболочки или сильфона (сх. *б*), винтовых пружин (сх. *в*), змеевидной пружины *4* (сх. *г*), резиновых втулок, вкладышей, работающих на сжатие, изгиб, и др. элементов.

У., кроме компенсации погрешностей установки валов, позволяют смягчать ударные нагрузки и демпфировать колебания. У. со змеевидной пружиной характеризуется нелинейной зависимостью между вращающим моментом и углом относительного поворота валов. Благодаря этому можно избегать резонансных колебаний. Трение между зубьями муфты и змеевидной пружиной обусловливает поглощение энергии колебаний.



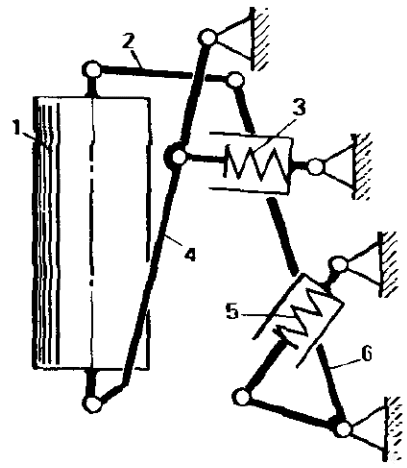
УПРУГАЯ ОПОРА ВАЛА (ОСИ) – опора, между элементами которой установлена упругая прокладка.



На сх. *а* и *б* между деталями *1* и *3* установлена резиновая прокладка *2* в виде отдельных элементов, расположенных в направлении действия сил (сх. *а*) либо по всему периметру (сх. *б*). У. компенсирует несоосности и перекосы, смягчает удары и поглощает энергию колебаний.

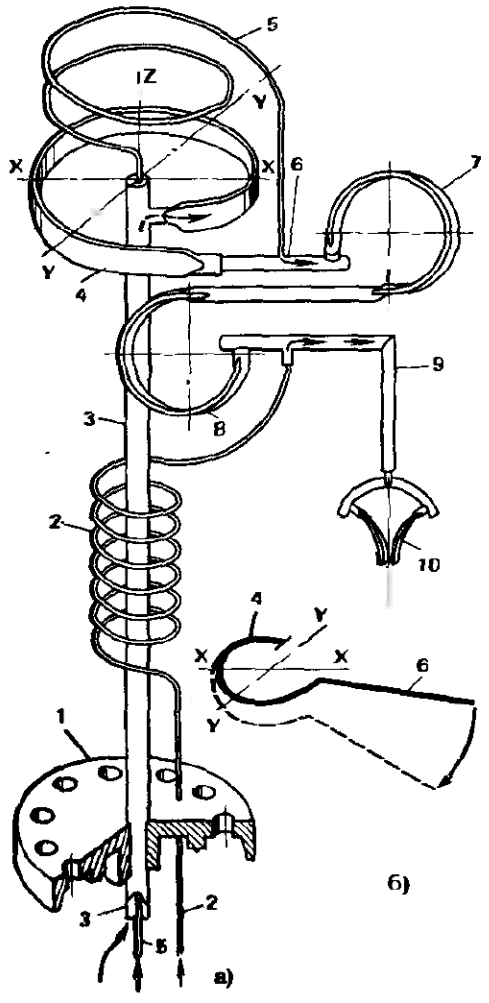
УПРУГАЯ ПОДВЕСКА НАПРАВЛЯЮЩЕГО РОЛИКА – устр., обеспечивающее самоустановку ролика относительно направляемого борта судна и упругое восприятие ударных нагрузок.

Направляющий ролик *1* соединен со стойкой с одной стороны коромыслом *4*, с другой – шатуном *2* и рычагом *6*. М. обладает двумя степенями свободы. Ролик под действием сил со стороны борта судна может наклоняться, при-



гая к нему. Нагрузка со стороны ролика перераспределяется между пружинами *3* и *5*.

УПРУГАЯ ПРИВОДНАЯ ПАРА В МАНИПУЛЯТОРЕ – упругая криволинейная трубка, связывающая звенья манипулятора и предназначенная для их перемещения вследствие изменения своей кривизны при подаче в нее газа или жидкости под давлением.



В сх. *а* манипулятор А. Т. Александровой имеет несколько У. На сх. *б* показано, как стремится распрямиться трубка *4* при подаче в нее газа или жидкости под давлением. При этом звено *6* поворачивается.

Полая колонна *3* (сх. *а*) смонтирована на фланце *1*, прикрепленном к герметичной стенке, разделяющей среду, в которой работает манипулятор, и среду, где находится источник подводимой энергии. По колонне подводят газ к трубке *4*. Конец трубки запаян, и дальше газ не поступает. Трубка перемещает звено *6*. По каналу *5* газ подается последовательно в трубки *7* и *8*. Конец трубки *8* запаян. Деформация трубок приводит к поступательному перемещению звена *9*.

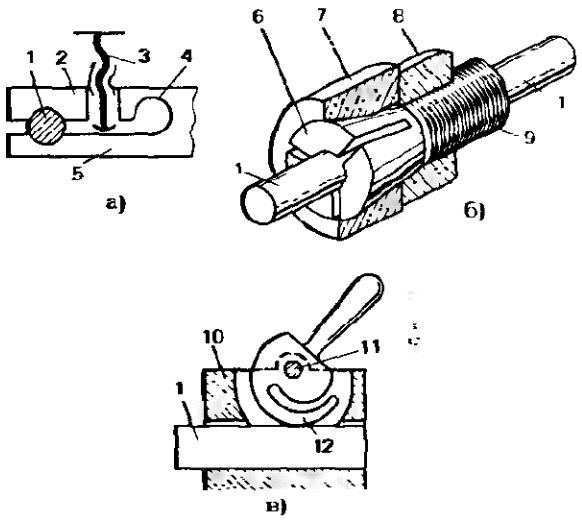
По каналу *2* газ поступает в трубки захвата *10*. Трубки в зависимости от давления расходятся, а затем благодаря упругости зажимают захватываемый предмет.

Манипулятор обладает тремя степенями свободы. Число независимо подсоединенных к источнику энергии трубок равно числу степеней свободы.

УПРУГИЙ ЗАЖИМ – устр. для зажатия заготовок элементами, упруго связанными между собой.

В сх. *а* благодаря упругости зажимается заготовка *1*, а в сх. *б* – заготовка освобождается.

В сх. *а* губки *2* и *5* соединены между собой упругой перегородкой *4*. Губки раздвигаются винтом *3*, после чего вставляют заготовку *1*, освобождают винт, и заготовка зажимается.



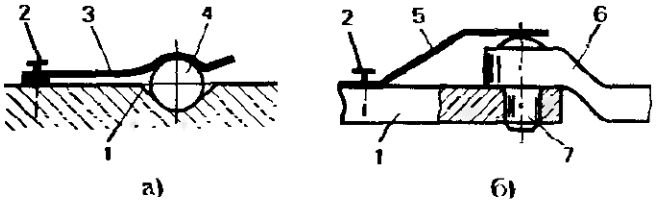
На сх. *б* – цанговый зажим. У цанги продольные прорези. Элементы *6* имеют упругую связь с телом цанги. Заготовку *1* вставляют в цангу. При осевом перемещении конуса *7* посредством гайки *8* и винта *9* элементы *6* сближаются и зажимают заготовку.

На сх. *в* дан эксцентриковый м. прижима детали *1* к корпусу *10*. Эксцентрик *12*, установленный на оси *11*, выполнен упругим, благодаря чему регламентируется усилие зажатия детали *1*.

УПРУГИЙ ОГРАНИЧИТЕЛЬ – деталь в виде упругой пластины для удерживания элементов кинематической пары во взаимном соприкосновении.

На сх. *а* – У. радиальных перемещений, на сх. *б* – У. осевых перемещений.

Упругая пластина *3* (сх. *а*) прикреплена к звену *1* винтом *2* и прижимает к этому звену цилиндрическую деталь *4*.

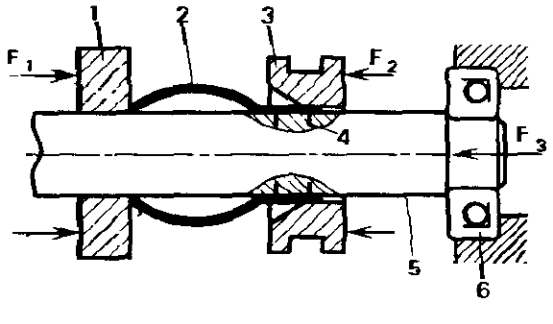


Звенья *1* и *6* (сх. *б*) шарнирно соединены между собой. Упругая пластина *5*, прикрепленная винтом *2* к звену *1*, удерживает шип *7* в отверстии детали *1*.

У. позволяет при определенном усилии разъединять звенья, не отсоединяя упругой пластины.

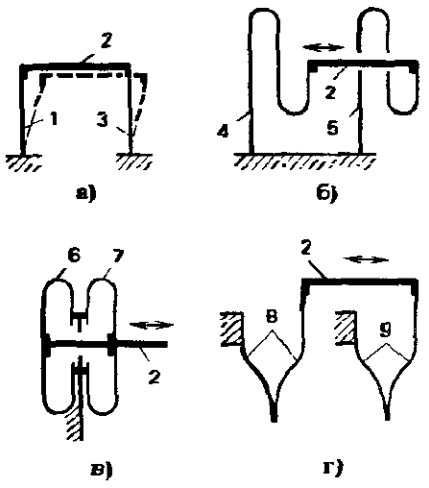
УПРУГИЙ ОДНОНАПРАВЛЕННЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ СИЛЫ – *устр.* для изменения величины силы без изменения ее направления, обеспечиваемого благодаря упругости детали.

Втулку *3* с внутренней конусной поверхностью надвигают на листовые пружины *2*, прикрепленные с одной стороны к валу *5* винтами *4*. Пружины, стремясь распрямиться, свободным концом двигают деталь *1*, преодолевая силу сопротивления $\bar{F}_1$, значительно большую, чем сила $\bar{F}_2$. Разница в величинах сил компенсируется силой $\bar{F}_3$ – реакцией со стороны подшипника *6* вала. При надвигании на пружины цилиндрической поверхности втулки *3* обеспечивается запирание м., исключающее самопроизвольное движение звеньев.



Используют У. в м. плавного перемещения звеньев, когда требуются для этого значительные усилия.

УПРУГИЙ ПОСТУПАТЕЛЬНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ М. – *устр.*, обеспечивающее поступательное перемещение звена благодаря упругости деталей, посредством которых оно присоединено к стойке.



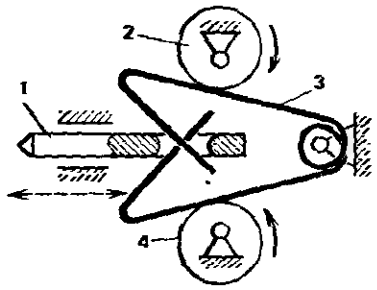
Звено *2* (сх. *а*) присоединено к стойке плоскими пружинами *1* и *3*, допускающими небольшие поступательные перемещения звена, как показано штриховыми линиями.

Увеличение хода звена *2* достигается за счет уменьшения жесткости пружин *4* и *5* (сх. *б*) приданием им змеевидной формы.

Поступательное прямолинейное движение звена *2* можно получить, присоединив его к стойке посредством симметричных относительно этого звена пружин *6* и *7* (сх. *в*) или подобрав соответствующую форму и жесткость элементов составных пружин *8* и *9* (сх. *г*).

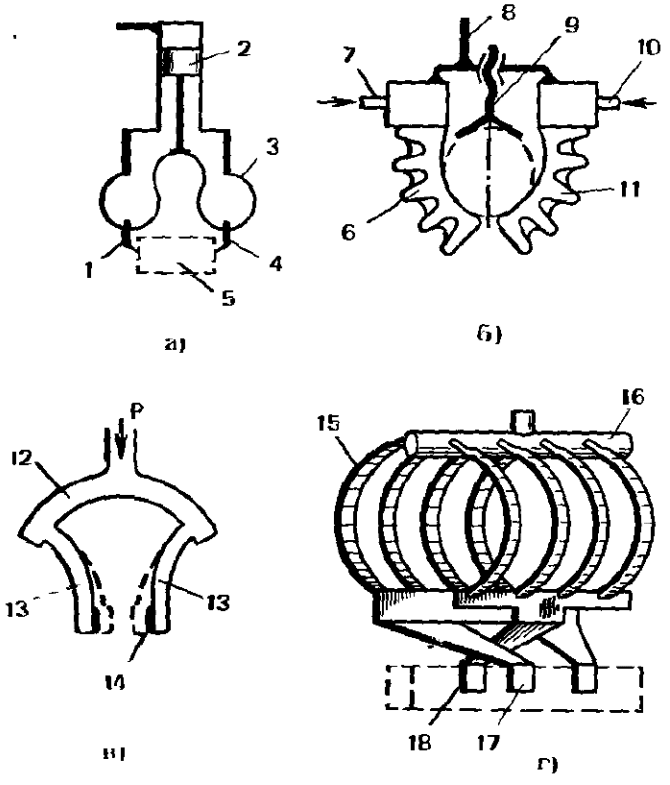
УПРУГИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ – устр., содержащее в кинематической цепи упругое звено, которое преобразует параметры движения.

На сх. – У. пера самописца. Эксцентрики *2* и *4*, поворачиваясь, воздействуют на упругое звено *3*, посредством которого поступательно перемещается ползун *1* – перо самописца.



УПРУГОЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – рабочее оборудование манипулятора, выполненное в виде упруго связанных между собой губок, захватывающих перемещаемый предмет.

Губки *1* и *4* (сх. *а*) установлены на ленточной пружине *3* и за счет ее упругости зажимают перемещаемый предмет *5*. Разводятся губки гидроцилиндром *2*, установленным в корпусе захватного устр.



Губки *6* и *11* (сх. *б*) выполнены в виде эластичных камер переменной в поперечном направлении жесткости. При подаче через каналы *7* и *10* сжатого воздуха камеры изгибаются, прилегают к захватываемому предмету и прижимают его к базирующей призме *9*, установленной с возможностью регулирования положения относительно корпуса *8*.

На сх. *в* и *г* – пневматические У. имеют упругие криволинейные трубки *11*, *13*, *15*. Губка *14* (сх. *в*) установлена на упругой трубке *13*. При подаче в трубку сжатого воздуха из канала *12* она стремится разогнуться (см. штриховые контуры). При этом губки зажимают предмет.

На сх. *г* одна группа упругих трубок *15* соединена с губкой *17*, а вторая группа – с губкой *18*. При подаче сжатого воздуха губки сходятся, а при соединении канала *16* с атмосферой губки благодаря упругости трубок расходятся.

УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ – относительное перемещение точек соприкосновения взаимодействующих тел во фрикционных м., обусловленное различием упругих деформаций тел в месте соприкосновения и в направлении передачи движения.

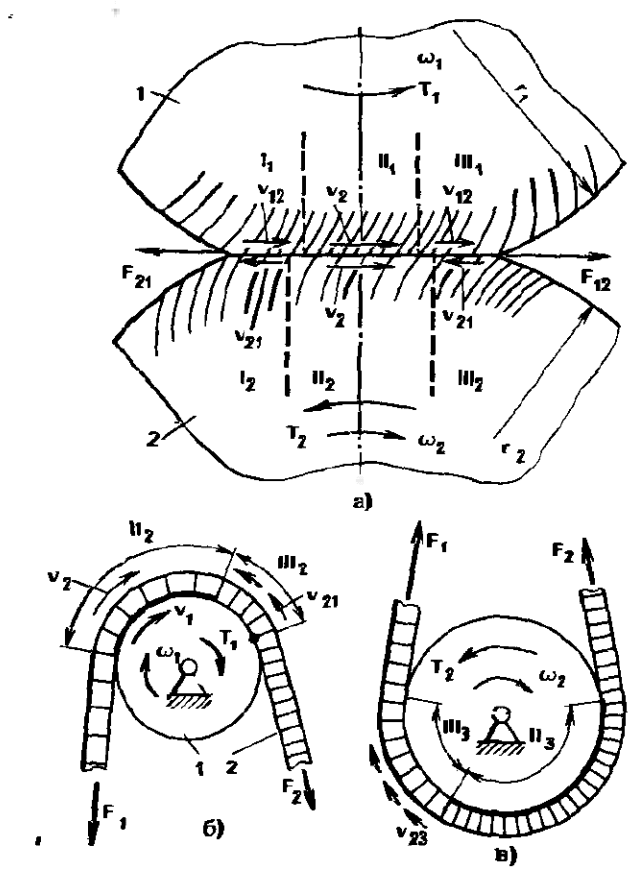
Упругие колеса фрикционной передачи, прижатые один к другому, соприкасаются по поверхности (сх. *а*). Под действием моментов $\bar{T}_1$ и $\bar{T}_2$ и сил трения в месте соприкосновения $\bar{F}_{21}$ или $\bar{F}_{12}$ элементы колес сжимаются и растягиваются в разных зонах взаимодействия. По периметру колес равномерно нанесены отметки. На ведущем колесе *1* в зоне I_1 отметки сближаются (сжатие) и искривляются, далее в зоне II_1 остаются на неизменном расстоянии, затем в зоне III_1 раздвигаются (растяжение). На ведомом колесе в зоне I_2 отметки становятся реже, т. колеса *1* скользят относительно отметок колеса *2*. В зоне II_2 расстояния между отметками не меняются. Т. колес относительно друг друга неподвижны, их скорости $\bar{v}_1$ и $\bar{v}_2$ одинаковы. В зоне III_2 отметки сближаются и т. колеса *2* скользят относительно т. колеса *1*. Так как скольжение т. колеса *2* относительно т. колеса *1*

направлено навстречу скорости $\bar{v}_2$, то недеформированные элементы колеса *2* движутся с меньшей окружной скоростью, чем скорость элементов колеса *1*. Угловая скорость ω_2 меньше величины, обусловленной только геометрическими соотношениями недеформируемых тел.

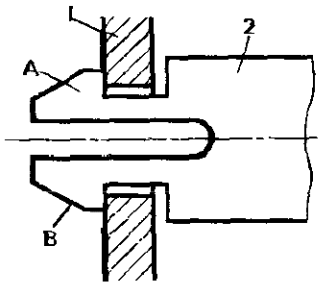
Передаточное отношение $i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}(1 + \zeta)$, где r_1 и r_2 – радиусы колес; ζ – коэффициент упругого скольжения, для пары сталь по стали $\zeta = 0{,}001 \div 0{,}003$, для пары сталь по резине $\zeta \approx 0{,}03$.

Для м. с гибким телом *2* (сх. *б*) шкив *1* практически не деформируется, поэтому зона *I* обычно отсутствует, зона II_2 характеризуется относительным покоем (при этом гибкое звено растянуто силой F_1, которая больше силы F_2 на величину окружной силы F). В зоне III_2 происходит У. ведомого гибкого звена относительно ведущего жесткого звена.

Для ведущего гибкого и ведомого жесткого звеньев (сх. *в*) в зоне II_3 – относительный покой, в зоне III_3 элементы гибкого звена опережают элементы жесткого звена и поэтому происходит отставание жесткого колеса. Без У. передача движения во фрикционных м. невозможна.



УПРУГОЕ СОЕДИНЕНИЕ – сочленение деталей, собираемое и разбираемое за счет упругости одной из них.



Деталь *2* имеет прорезь, благодаря чему при введении ее в отверстие детали *1* выступы *A* и *B* сближаются, проходят сквозь отверстие, а затем за счет упругости возвращаются в прежнее положение и удерживают деталь *2* в отверстии.

УПРУГО-ИНЕРЦИОННАЯ МУФТА – устр. для соединения вращающихся валов и получения характеристики связи между ними, зависимой от частоты вращения и обусловленной инерционными нагрузками на звенья и упругостью звеньев.

У. содержат вращающиеся инерционные элементы в виде сосредоточенных масс *4*, *9* и распределенных масс *5*, *7*, *8*, *11*. С увеличением частоты вращения ведущего звена *1* увеличивается сила инерции, действующая на указанные элементы, и вследствие этого повышается жесткость связи между звеньями *1* и *2*. Звенья *1* и *2* поворачиваются соответственно на углы φ_1 и φ_2. При динамическом равновесии эти углы одинаковы. При перегрузках звено *2* отстает от звена *1*, звенья расходятся до определенного предела, а в сх. *г*, *е*, *жс* даже могут проворачиваться друг относительно друга. У. в основном имеют нелинейную динамическую характеристику – зависимость передаваемого момента от относительного положения звеньев *1* и *2*.

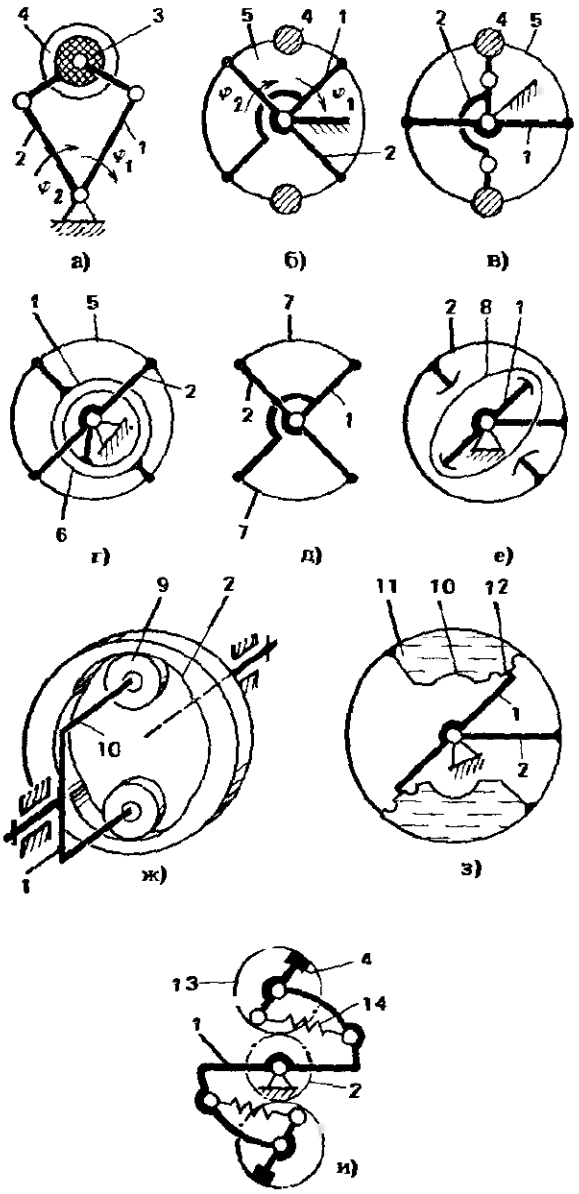
У. позволяют предохранять м. от перегрузок, дают возможность полу-

чать заданные переходные процессы (разгона и торможения), а кроме того, позволяют компенсировать несоосности и перекосы соединяемых валов (см. также *Компенсирующий м.* и *Компенсирующая муфта*).

Предохранение от перегрузок заключается либо в замедлении их нарастания, либо в отключении м. (см. также *Предохранительная муфта*).

В сх. *а* четырехзвенный шарнирный м. имеет упругий шарнир в виде резиновой втулки *3* и сосредоточенную в шарнире массу *4*. Выполняют м. симметричным или с разной длиной звеньев. В зависимости от этого получают различные динамические характеристики.

В сх. *б* звенья *1* и *2* связаны гибким кольцом *5*, на котором имеются сосредоточенные массы *4*. При вращении кольцо принимает эллиптическую форму. Равновесие определяется силами инерции, упругостью кольца и величиной вращающего момента.



В сх. *в* грузы *4* шарнирно связаны со звеном *2* и посредством гибкого кольца *5* – со звеном *1*. При вращении звена *1* по часовой стрелке кольцо *5* изменяет свою форму, а грузы стремятся приблизиться к оси вращения, в то время как силы инерции стремятся удалить их от центра. Расположение масс *4* и форма кольца *5* стабилизируются при динамическом равновесии.

В сх. *г* при перегрузках эксцентриковая втулка *6* может провернуться относительно звена *1* вследствие радиальной податливости кольца *5*.

В сх. *д* звенья *1* и *2* соединены не сплошным кольцом, а двумя листовыми пружинами *7*.

В сх. *е* гибкое кольцо *8* установлено между звеньями *1* и *2*. При отсутствии нагрузок на звенья *1* и *2* кольцо *8* имеет эллиптическую форму, при нагружении звеньев *1* и *2* – асимметричную форму.

В сх. *ж* ролики *9* прижимаются к профилированной поверхности звена *2* благодаря упругости консольных пружин *10* и силам инерции при вращении звена *1*. Профиль поверхности звена позволяет получать заданную характеристику муфты. При перегрузках муфта позволяет разобщать кинематическую цепь.

В сх. *з* между звеньями *2* и *1* установлены емкости с жидкостью *11*. Эти емкости имеют упругие диафрагмы *10* и *12* (мембраны). При вращении звена *2* сила инерции, действующая на жидкость, приводит к удалению стенки диафрагмы *10* от оси вращения и дополнительному воздействию через диафрагму *12* на звено *1*. Перемещения и положения диафрагм *10* и *12* зависят от вращающих моментов на звеньях *1* и *2* и от частоты вращения.

В сх. *и* звено *1* взаимодействует со звеном *2* через пружины *14* и зубчатые пары, содержащие сателлит *13* и центральное колесо *2*. Сателлит *13* имеет

сосредоточенную массу 4. Такая У. при перегрузках может обеспечивать и относительный поворот звеньев 1 и 2. При этом сателлит 13 также вращается, а ось пружины 14 совершает качательное движение относительно звена 1. При установившемся режиме относительное положение звеньев 1 и 2 обусловлено равенством инерционных сил силам упругости и величиной вращающего момента.

УПРУГОСТЬ – свойство тела восстанавливать свою форму и объем либо только объем (для газа и жидкости) после прекращения действия сил или других причин, вызывающих деформацию тела.

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ – взаимосвязь кинематических и силовых параметров (материальной т., тела, м.).

Дифференциальное У. материальной точки $m\bar{a} = \bar{F} + \bar{F}_r$, где m – масса; $\bar{a}$ – ускорение; $\bar{F}$ и $\bar{F}_r$ – соответственно активная сила и реакция связи.

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗВЕНА ПРИВЕДЕНИЯ – взаимосвязь кинематических и силовых параметров звена приведения м., устанавливаемая из закона сохранения энергии.

Для поступательно движущегося звена (т., в которой сосредоточена приведенная масса $m_п$)

$$m_п \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2}\frac{dm_п}{ds} = F_{пд} - F_{пс}, \qquad (1)$$

где v – скорость точки, в которой сосредоточена масса $m_п$; $F_{пд} - F_{пс}$ – избыточная приведенная сила – разность приведенной движущей силы и приведенной силы сопротивления; s – путь массы $m_п$.

У. получается из закона

$$dE_k = dA, \qquad (2)$$

где $E_k = \frac{m_п v^2}{2}$ – кинетическая энергия; A – работа внешних сил, $dA = (F_{пд} - F_{пс})ds$. Уравнение (2) с учетом выражений E_k и dA имеет вид

$$\frac{d(m_п v^2)}{2ds} = F_{пд} - F_{пс}.$$

Подстановкой в (2) производной произведения $m_п v^2$ с учетом, что $\frac{dv}{ds} = \frac{dv}{dt}\frac{dt}{ds}$, а $\frac{ds}{dt} = v$, получают уравнение (1).

Для вращающегося звена приведения

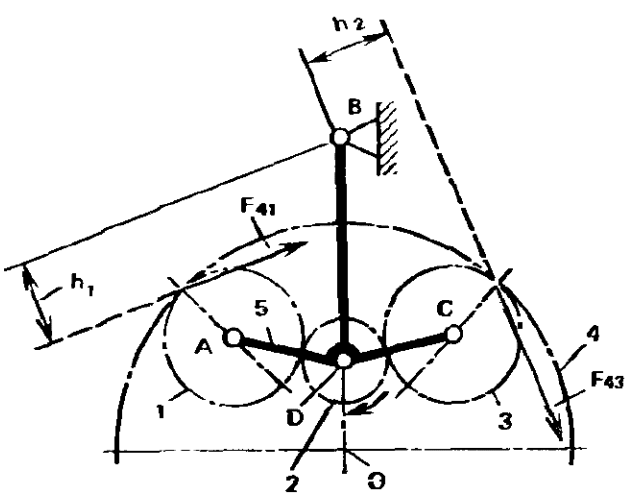
$$J_п \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_п}{d\varphi} = T_{пд} - T_{пс}, \qquad (3)$$

где $J_п$ – приведенный момент инерции; $T_{пд} - T_{пс}$ – избыточный приведенный вращающий момент – разность момента движущих сил и момента сил сопротивления; φ, ω – соответственно угол поворота и угловая скорость звена приведения.

УРАВНИТЕЛЬНОЕ СМЕЩЕНИЕ – см. *Смещение исходного контура.*

УРАВНИТЕЛЬНЫЙ М. ДВУХПОТОЧНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ – устр., обеспечивающее самоустановку звеньев двухпоточной зубчатой передачи и выравнивание нагрузки между зубчатыми зацеплениями в параллельных ветвях передачи.

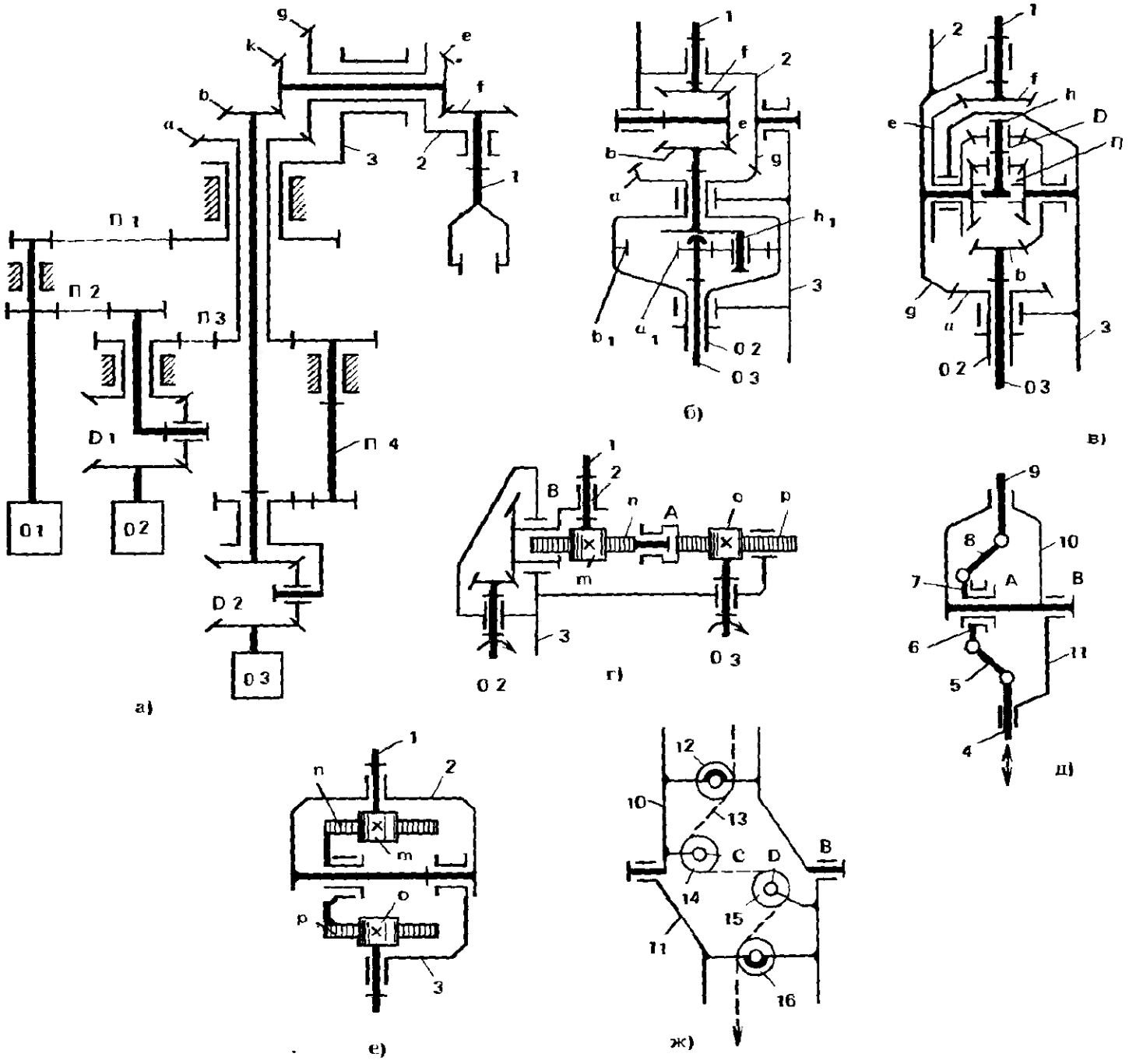
Входное звено – шестерня 2 передает движение через промежуточные зубчатые колеса 1 и 3 на зубчатый венец 4. Оси колес A, D и C размещены на подвижном звене-коромысле 5 с центром качания B. Звено может находиться в равновесии только при равенстве сил в зацеплении $\bar{F}_{41}$ и $\bar{F}_{43}$, если положение т. B обеспечивает равенство плеч h_1 и h_2. При наличии погрешностей изготовления и других причин, нарушающих равенство сил, звено 5 будет поворачиваться вокруг т. B, пока это равенство



не наступит. Чтобы силы трения в зацеплении не влияли на выравнивание нагрузки (величину плеч h_1 и h_2), числа зубьев колес необходимо выбирать таким образом, чтобы все фазы зацепления пар *1—4* и *3—4* происходили синхронно.

УРАВНИТЕЛЬНЫЙ М. МАНИПУЛЯТОРА — устр., исключающее влияние движения одних звеньев на характер движения других звеньев манипулятора.

Сх. *а* представляет собой У. обобщенного вида, обеспечивающий независимость передачи движений от трех двигателей *01*, *02* и *03* соответственно звеньям *3*, *2* и *1*. Вращение захватному устр. *1* передается через дифференциальный м. *D2* и зубчатые пары $b-k$, $e-f$ от двигателя *03*. Оно не влияет на движения других звеньев. Поворот звена *2* относительно звена *3* вызывает обкатывание колеса *f* по колесу *e* и, следовательно, дополнительное вращение захватного устр. Для исключения этого вращения надо при включении двигателя *02* вращать колесо *e* синхронно с водилом *2*. С этой целью колесо *a* кинематически связано с колесом *e*. Передаточное отношение такой связи для синхронности вращения звеньев *a* и *e* должно быть равно единице при остановленном двигателе *01*. Поворот звена *3* относительно стойки вызывает обкатывание колеса *g* по колесу *a* и, следовательно, поворот звена *2* относительно



звена *3*, что приводит к дополнительному вращению захватного устр. *1*. Для исключения этих дополнительных движений необходимо при включении двигателя *01* вращать колесо *a* синхронно со звеном *3*. Это обеспечивается кинематической связью между звеньями *a* и *3* с передаточным соотношением, равным единице, при остановленном двигателе *02*. Для осуществления указанных кинематических связей при остановленных двигателях *02* и *03* введены дифференциальные м. *D1* и *D2* и дополнительные передачи *П2*, *П3*, *П4*.

Передаточные отношения представленных на сх. *а* кинематических цепей должны удовлетворять условиям:

$$i_{ga} i_{П4} i_2^{(03)} i_{bk} = 1;$$

$$i_{П1} i_{П2} i_{D1}^{(02)} i_{П3} = 1,$$

где индексы при i – передаточном отношении – соответствуют обозначениям звеньев и передач на сх. *а*; в скобках указаны остановленные звенья. Передаточные отношения i вычисляются как отношения угловых скоростей входного и выходного звеньев и равны, в частности, $i_{ga} = \frac{z_a}{z_g}$, $i_{bk} = \frac{z_k}{z_b}$, где z_a, z_g, z_k, z_b – числа зубьев соответственно колес *d*, *g*, *k*, *b*; $i_{D2}^{(03)} = i_{D1}^{(02)} = -\frac{1}{2}$.

Сх. *б* отличается от сх. *а* тем, что оси вращения звеньев *1*, *02*, *03* (звенья *02* и *03* соединены с одноименными двигателями) расположены в одной плоскости, колесо *e* совмещено с колесом *k* и элементы передачи движения и У. скомпонованы внутри шарнира и звеньев *2*, *3*. Между звеньями *1*, *02* и *03* установлен дифференциальный м., содержащий центральные колеса d_1, b_1 и водило h_1.

Для исключения дополнительного вращения звена *1*, обусловленного вращением звена *02*, выполняют условие равенства угловых скоростей колес *e* и *g*, а это означает

$$i_{eg}^{(03)} = 1,$$

где передаточное отношение $i_{eg}^{(03)} = \frac{z_b}{z_e} \frac{z_g}{z_a} \frac{1}{1 + z_{b_1}/z_{d_1}}$, числа зубьев z даны с индексами, соответствующими обозначениям колес на сх. *б*.

Сх. *в* отличается от сх. *б* наличием двух симметричных планетарных м. *D* и *П* с общим водилом *h*, размещенных соосно оси шарнира, соединяющего звенья *2* и *3*. Один из м. *D* – дифференциальный, второй м. *П* имеет неподвижное центральное колесо относительно звена *3* и выполняет роль дополнительной передачи в цепи дифференциала *D*, установленной для соблюдения условия $i_{eg}^{(03)} = 1$. Планетарный м. без дополнительной передачи не позволяет получить такое передаточное отношение. В данном примере $i_{eg}^{(03)} = i_D^{(03)} i_П$, где передаточные отношения дифференциала $i_D^{(03)} = 2$, передачи $i_П = \frac{1}{2}$.

В сх. *г* осуществлена раздельная независимая передача двух движений. Причем передача движения от вала *02* звену *2* решена так же, как в сх. *б* и *в*, а в передаче движения от вала *03* звену *1* использованы две реечные передачи *o – p* и *n – m*, рейки которых *p* и *n* связаны между собой шарниром *A*, соосным с шарниром *B*, соединяющим звенья *2* и *3*, благодаря чему поворот звена *2* не вызывает дополнительного движения звена *1*.

На сх. *д*, *е*, *ж* даны решения передачи прямолинейно-поступательного (сх. *д* и *ж*) и вращательного (сх. *е*) движений, не зависимых от относительного поворота звеньев *2* и *3* (на сх. привод поворота этих звеньев и м. передачи им движения не показаны).

На сх. *д* тяга *4* соединена через звенья *5*, *6*, *7* и *8* с тягой *9*. Звенья *6* и *7* соединены шарниром *A*, а звено *7* образует с направляющей *10* поступательную пару. Ось шарнира *A* совпадает с осью шарнира *B*. Движение звена *4* преобразуется в движение звеньев *6*, *7* вдоль оси шарнира *B* и далее в движение звена *9*.

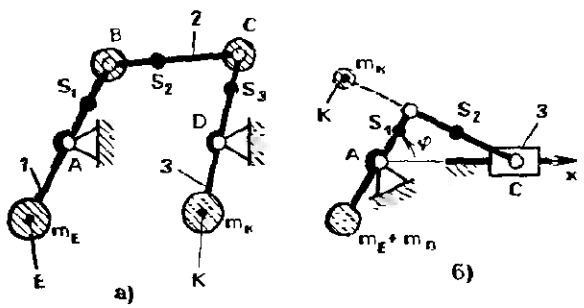
В сх. *е* то же кинематическое решение, что и в сх. *г*, но оси звеньев *3* и

1 пересекаются, а рейки *n* и *p* расположены параллельно одна другой.

В сх. *жс* дано решение передачи движения гибкой связью *13*. Она огибает шкивы *12*, *14*, *15* и *16*. Причем шкивы *14* и *15* размещены так, что ось гибкой связи на участке *CD* совпадает с осью шарнира *B*. В этом случае только закручивание связи на участке *CD* может внести некоторое незначительное изменение в ее натяжение при относительном повороте звеньев *10*, *11*.

УРАВНОВЕШЕННЫЙ М. – м., для которого главный вектор и главный момент сил давления стойки на фундамент (или опору стойки) остаются постоянными при заданном движении начальных звеньев.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ М. – устранение переменных воздействий со стороны стойки м. на фундамент (или опору стойки). Условием У. является постоянство главного вектора $\bar{F}$ и главного момента $\bar{M}$ сил давления стойки на фундамент (или опору стойки) при заданном движении начальных звеньев. Исключить полностью неуравновешенные силы конструктивно бывает довольно сложно или вообще неосуществимо. Поэтому обычно ограничиваются устранением лишь сил инерции. У. путем распределения масс звеньев, устраняющее давление стойки на фундамент (или опору стойки) от сил инерции звеньев м., наз. уравновешиванием масс м. Условиями уравновешивания масс м. является $\bar{F}_a = 0$ и $\bar{M}_a = 0$, где $\bar{F}_a$ – главный вектор; $\bar{M}_a$ – главный момент сил инерции м.



Если выполнять оба условия, то уравновешивание наз. динамическим, если только первое – статическим, а если второе – моментным.

Статическое уравновешивание означает такое распределение масс, при котором центр масс м. переходит в т., неподвижную относительно стойки. Достигается это путем использования системы замещающих масс.

Для плоского м. на сх. *а* массу звена *2* замещаем массами $m_{B_2} = m_2 l_{CS_2}/l_{BC}$, $m_{C_2} = m_2 - m_{B_2}$. Далее уравновесить силы инерции звеньев *1* и *3* можно, установив противовесы m_E и m_K, при этом $m_E l_{AE} = m_1 l_{AS_1} + m_{B_2} l_{AB}$; $m_K l_{DK} = m_3 l_{DS_3} + m_{C_2} l_{DC}$.

Динамическое уравновешивание обычно осуществляют приближенно – устраняют лишь первую гармонику главного вектора и главного момента сил инерции (F_a и M_a – обычно периодические функции вращения начального звена) либо полностью уравновешивают $\bar{F}_a$ и первую гармонику $\bar{M}_a$. Приближенное уравновешивание позволяет уменьшить в 4 – 11 раз F_a и в десятки раз M_a.

Приближенное уравновешивание $\bar{F}_a$ осуществляют, установив один противовес $m_E + m_п$ (при точном статическом уравновешивании требуется два противовеса m_E и m_K – см. сх. *б*).

Составляющую массы противовеса m_E определяют как для сх. *а*, а составляющую $m_п$ – из условия приближенного уравновешивания силы $\bar{F}_x$ – силы инерции поступательно движущихся масс (направлена вдоль оси *x*):

$$F_x = mr\omega^2 \cos\varphi + mr\omega^2 A_2 \cos 2\varphi + mr\omega^2 A_4 \cos 2\varphi + \ldots,$$

где $m = m_3 + m_2 l_{BS_2}/l_{BC}$; A_2, A_4 – коэффициенты, получаемые при разложении F_x в ряд; $r = l_{AB}$; ω – угловая скорость кривошипа *1*. Уравновешивая гармонику $mr\omega^2 \cos\varphi$, нужно добавить $m_п = mr/l_{AE}$. При уравновешивании гармоники момента M_a используют две мас-

сы, но при этом $m_п = \frac{mr}{2l_{AS_п}}$. Их располагают, например, на зубчатых колесах, как показано на сх. *в*. Расстояние a_w определяют из условия уравновешивания первой гармоники M_a:

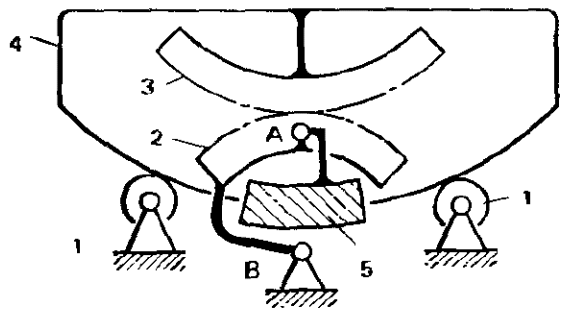
$$m_п l_{AS_п} \omega^2 a_w \sin\varphi = M_{a0} \sin\varphi,$$

откуда $a_w = \frac{M_{a0} \sin\varphi}{m_п l_{AS_п} \omega^2}$, где M_{a0} – амплитуда первой гармоники M_a.

УРАВНОВЕШИВАНИЯ ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ ПЛАТФОРМЫ М. – устр., уменьшающее влияния веса качающейся платформы на величину движущего момента (для ее раскачивания) путем обеспечения кинематической связи с платформой уравновешивающего качающегося звена.

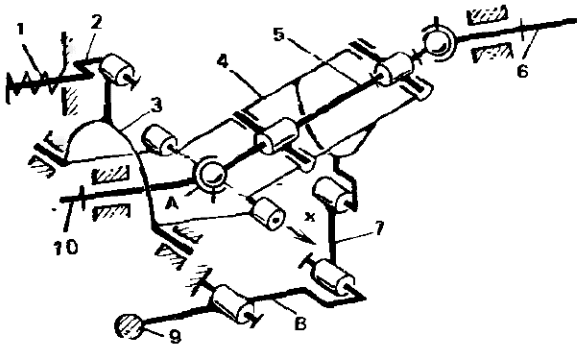
Платформа *4* установлена на роликах *1* с возможностью качания. С платформой через пару зубчатых секторов *3* и *2* соединен противовес *5*. При перемещении центра тяжести платформы вверх центр тяжести противовеса перемещается вниз. Данный м. позволяет лишь приближенно уравновесить систему.

Передаточное число зубчатой пары выбирают равным или близким величине $\sqrt{\frac{m_4 l_4}{m_5 AB}}$, где m_4, m_5 – массы звеньев *4* и *5* соответственно; l_4 – расстояние от центра тяжести звена *4* до центра вращения; AB – расстояние между шарнирами *A* и *B*.



УРАНОВЕШИВАНИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ М. – устр., воспринимающее вес промежуточного звена карданой передачи и тем самым разгружающее его шарнирные муфты.

Промежуточное звено карданной передачи *5* установлено в шарнирных опорах



траверсы *4*. Последняя посредством звена *7* шарнирно связана с рычагом *8*, на котором установлен груз *9*. Изменяя наклон рычага *8*, можно поднимать и опускать вал *5*, например, при изменении положения оси выходного звена *6* карданной передачи. При этом траверса поворачивается вокруг оси *x*. Реакцию в шарнире с осью *x* воспринимает через рычаг *3* и тягу *2* пружина *1*. Такая подвеска траверсы позволяет компенсировать несоосность кинематической пары звеньев *4*, *3* и шарнирной муфты *A*, соединяющей звенья *10*, *5*.

УРАВНОВЕШИВАНИЯ МАНИПУЛЯТОРА М. – устр. для восприятия веса звеньев манипулятора и частичного восприятия веса перемещаемых грузов. Уравновешивание звеньев и грузов в манипуляторах важно потому, что незамкнутая кинематическая цепь предопределяет консольное нагружение звеньев и передачу силы тяжести на кинематические пары. У. выполняют в виде противовесов, пневмоцилиндров и пружин, введенных в структурную сх.

В сх. *а* – манипулятор в виде пантографа с ручным приводом для поступательного перемещения груза *1*, удерживаемого захватным устр. *12*. Груз может перемещаться по круговой траектории за счет поворота звена *8*, на котором смонтирован весь м. Вес груза воспринимается тягой *4*, соединенной со звеном *8* стрелой, в виде двух параллельных звеньев *10* и *11*. Стрела с присоединенными к ней звеньями удерживается пружиной *6*. Она может быть уравновешена, например, противовесом *9* (силой тяжести $\bar{F}_{g1}$).

Сохранение начальной ориентации груза обеспечивается использованием двух соединенных между собой параллелограммов, содержащих звенья *2, 3, 5, 4* и *5, 7, 8, 10*. Звено *2* воспринимает момент от силы тяжести $\bar{F}_g$. Звенья *3, 5, 7* замыкают этот момент на звено *8*. При этом звенья *3* и *7* работают только на растяжение.

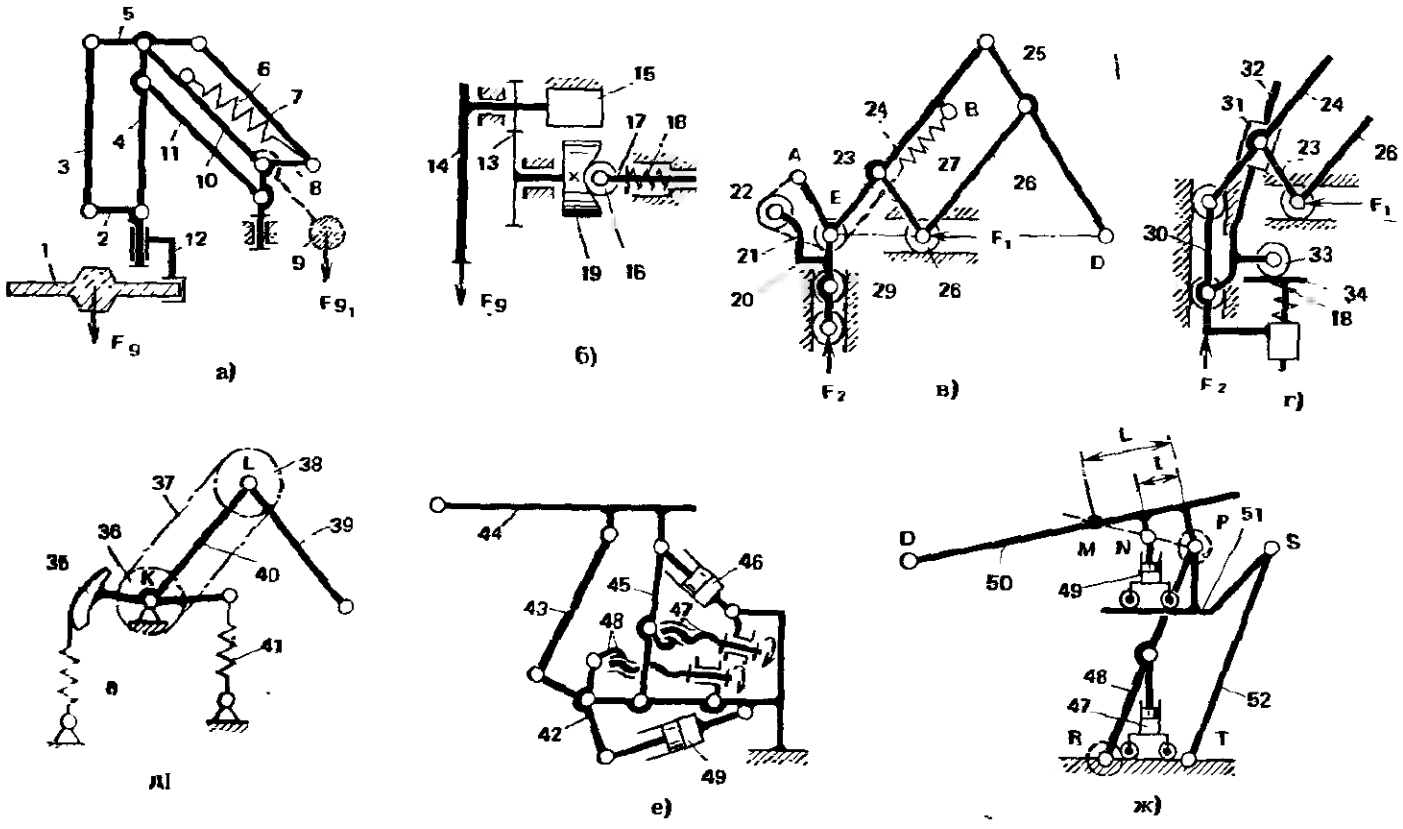
В данной сх. по мере наклона стрелы меняется длина пружины *6*, а следовательно, и ее уравновешивающее усилие. Изменение это, как правило, позволяет обеспечить лишь неполное (приближенное) уравновешивание манипулятора.

В сх. *б* звено *14* приводится во вращение от двигателя *15*, а уравновешивается пружиной *18*, которая через толкатель *17* с роликом *16*, цилиндрический кулачок *19* и передачу *13* взаимодействует со звеном *14*. При повороте звена *14* и изменении плеча силы тяжести поворачивается кулачок *19*, изменяется деформация пружины и соответственно изменяется уравновешивающая сила. Выбор профиля кулачка позволяет практически полностью уравновесить звено *14*.

В сх. *в* манипулятор имеет звенья *23, 24. 25, 26*, соединенные в схему пантографа с прямолинейно перемещаемыми шарнирами *C* и *E*. Движения т. т. *E* и *C* копируются в определенном масштабе т. *D*. Перемещение звеньев манипулятора осуществляется приводными устройствами, воздействующими на звенья в направлении сил $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$. Манипулятор уравновешивается пружиной *27*, соединяющей с помощью гибкой связи *21* т. т. *A* и *B* звена *24*, выполненного в виде рычага с опорой в т. *E*. Гибкая связь огибает блоки *29* и *22*. Причем блок *22* установлен на каретке *20*.

Сила натяжения в ветви гибкой связи, присоединенной к т. *A*, относительно т. *E* создает уравновешивающий момент. По мере изменения положения звеньев *23—26* и положения их центра тяжести меняется длина пружины *27* и соответственно уравновешивающий момент, что позволяет обеспечить приближенное уравновешивание манипулятора в процессе его работы.

В сх. *г* манипулятор того же вида, что и в сх. *в*, но в нем использован другой У. Он установлен между стрелой *24* и кареткой *30* и содержит пружину сжатия *18*. Кулиса *32*, связанная со звеном *24* через звено *31*, взаимо-



действует через ролик *33* с площадкой *34*, подпружиненной и соединенной поступательной парой с кареткой *30*. При изменении наклона стрелы наклоняется кулиса и сжимает пружину *18*. Чем больше наклон стрелы, тем больше сжимается пружина и больше уравновешивающее усилие.

В сх. *д* звенья *40* и *39* задающего м. манипулятора уравновешены пружиной 6. Она огибает своим концом кулачок *35*, соединенный жестко со звеном *40*. Специальный профиль кулачка обеспечивает изменение уравновешивающего усилия по заданному закону.

Момент от силы тяжести звена *39* относительно т. *L* воспринимается пружиной *41*. С ним жестко соединена звездочка *38*, которая связана со звездочкой *36* цепью *37*. Звездочка *36* установлена на оси в т. *K* и соединена жестко с рычагом, который связан со стойкой пружиной *41*. Поворот звена *39* относительно звена *40* приводит к повороту звездочек *38* и *36* и соответственно к изменению натяжения пружины *41*.

В сх. *е* для уравновешивания звеньев *44* и *45* использованы пневмоцилиндры *49* и *46*, подключенные к магистрали с постоянным давлением. Сила тяжести звеньев воспринимается в основном за счет давления воздуха. Пневмоцилиндр *46* шарнирно соединен со стойкой и непосредственно связан со звеном *45*, которое также шарнирно соединено со стойкой. В результате образован кулисный м. Привод наклона звена *45* осуществляется от двигателя через винтовой м. *47*.

Звено *44* шарнирно соединено в т. *O* со звеном *45*, а момент от его веса относительно т. *O* воспринимается через звено *43*, рычаг *42* пневмоцилиндром *49*. Привод наклона звена *44* относительно т. *O* осуществляется от двигателя через винтовой м. *48*, рычаг *42* и звено *43*.

В сх. *ж* уравновешивание звеньев достигается использованием пневмоцилиндров *49* и *47*, установленных с возможностью горизонтального перемещения. Звено *50* соединено со звеном *48* приводной кинематической парой *P*, а звено *48* — со стойкой приводной кинематической парой *R*. Звено *50* с присоединенными к нему звеньями в т. *D* (на сх. не показаны) уравновешивается пневмоцилиндром *49*. При наклоне звена перемещается пневмоцилиндр *49* по направляющей *51*, которая представляет собой звено параллелограмма *PRTS*. Звено *52* специально введено для обеспечения горизонтального положения звена *51*.

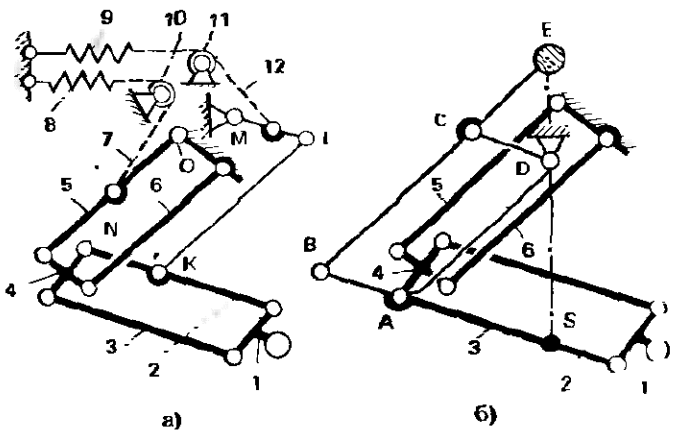
Точку *N* выбирают на линии *MP*, где *N* — центр тяжести звена *50*, тогда выполняется равенство $L/l = MP/NP$ и обеспечивается полное восприятие пневмоцилиндром момента силы тяжести относительно т. *P*, если т. *M* неподвижна. В противном случае обеспечивается лишь приближенное уравновешивание.

Аналогично воспринимается пневмоцилиндром *47* приведенный к звену *48* момент от силы тяжести этого звена и присоединенных к нему звеньев.

УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПАНТОГРАФА М. — устр. для восприятия веса подвижных частей пантографа.

Пантограф содержит параллелограммы, один из которых (звенья *5*, *4*, *6*) присоединен к стойке, а второй (звенья *2*, *1*, *3*) присоединен к подвижному звену *4*.

Момент от веса первого параллелограмма и частично от веса второго (с учетом реакций в соединяющих шарнирах) относительно т. *O* (сх. *а*) воспринимается пружиной *8*, соединенной со звеном 5 гибкой связью *7*, огибающей блок *10*. Момент от веса



а) б)

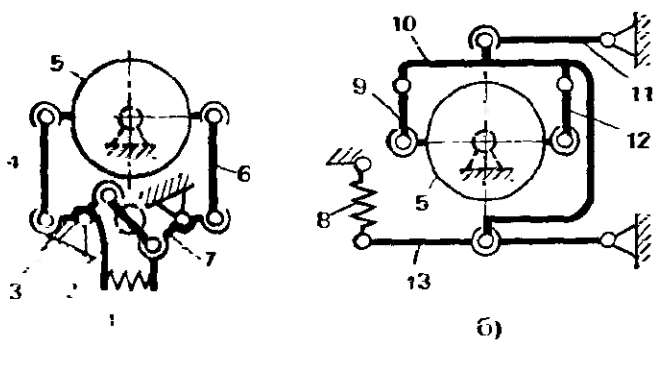
второго параллелограмма относительно т. *N* воспринимается пружиной *9*, соединенной кинематической цепью, содержащей тягу *KL*, коромысло *ML* и гибкую связь *12*, огибающую блок *11*. При этом положение т. *M* и длины звеньев *ML* и *KL* таковы, что образованный четырехугольник приближенно представляет собой параллелограмм.

Уравновешивание в данной сх. приближенное, поскольку изменение положения звеньев приводит к изменению углов наклона связей *7* и *12* и изменению усилий, развиваемых пружинами.

В сх. *6* пантограф уравновешен грузом, расположенным в т. *E*. Здесь введен дополнительно пантограф Сильвестра в виде параллелограмма *ABCD*. Груз установлен на продолжении стороны *BC*. Он уравновешивает вес звеньев второго параллелограмма и вес присоединенных к нему звеньев, в том числе частично, и звеньев первого параллелограмма. Полностью пантограф уравновешен в том случае, когда указанный вес может быть представлен сосредоточенным в т. *S*, расположенной на линии *DE*.

УРАВНОВЕШИВАЮЩИЙ М. САМОУСТАНАВЛИВАЮЩЕГОСЯ ЗВЕНА – м., предназначенный для восприятия вращающего момента и веса самоустанавливающего звена. Для самоустановки звеньев используют компенсирующие м. (см. *Компенсирующий шарнирный м.*).

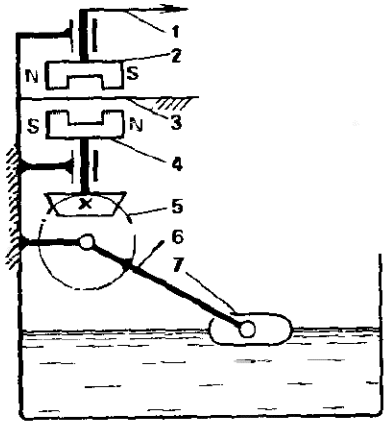
В сх. *а* самоустанавливающееся относительно т. *O* звено *5* установлено на тягах *4* и *6*, замкнутых между собой через рычаг *3*, тягу *2* и рычаг *7*. Момент воспринимается стойкой, как пара сил.



Установкой пружины *1* между рычагами исключают возможные перемещения рычагов *3* и *7* под действием силы тяжести звеньев. Уравновешивание звена *5* и присоединенных к нему звеньев можно также обеспечить, разместив в середине звена *2* дополнительный груз.

В сх. *6* звено *5* подвешено на тягах *9* и *12* к соединительному звену *10*, которое тягами *11* и *13* соединено со стойкой. Данный м. допускает перемещения звена *5* относительно т. *O* и воспринимает момент сил. Под действием силы тяжести звенья *5*, *9*, *12* и *10* опускаются вниз, а тяги *11* и *13* наклоняются. Для исключения такого перемещения тяга *13* выполнена в виде рычага и присоединена к стойке пружиной *8*.

УРОВНЕМЕР – прибор для измерения уровня жидкости (топлива) в баке.



Поплавок *7* в зависимости от уровня топлива поворачивает рычаг *6*. От рычага движение передается через зубчатую передачу *5* электромагниту *4*, а от электромагнита через немагнитную стенку *3* – электромагниту *2* и стрелке *1*.

УСКОРЕНИЕ ТОЧКИ – мера изменения скорости точки, равная производной по времени от скорости этой точки в рассматриваемой системе отсчета. Единица измерения м/с^2. Составляющую У. вдоль касательной к траектории называют касательным (тангенциальным) ускорением $\bar{a}_t$, а составляющую вдоль нормали, направленной к центру кривизны, называют нормальным ускорением $\bar{a}_n$. В общем случае для т. *A* $\bar{a}_A = \bar{a}_{tA} + \bar{a}_{nA}$, где

$$a_{tA} = \frac{dv_A}{dt};\ a_{nA} = \frac{a^2_A}{\rho};$$

v_A – скорость т. A; ρ – радиус кривизны траектории в т. A.

У. в абсолютном движении наз. абсолютным ускорением точки. У. в относительном движении наз. относительным ускорением точки. При сложном движении точки ускорение той, неизменно связанной с подвижной системой отсчета точки пространства, с которой в данный момент времени совпадает движущаяся точка, наз. переносным ускорением точки.

УСКОРЕНИЙ М. ПЛАН – см. *План ускорений м.*

УСЛОВИЕ СБОРКИ В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – см. *Сборки условие в планетарной зубчатой передаче.*

УСЛОВИЕ СООСНОСТИ В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – см. *Соосности условие в планетарной зубчатой передаче.*

УСЛОВИЕ СОСЕДСТВА В ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – см. *Соседства условие в планетарной зубчатой передаче.*

УСПОКОИТЕЛЬ – часть измерительного м., обеспечивающая затухание колебаний, возникающих при переходе подвижной части м. из одного положения равновесия в другое.

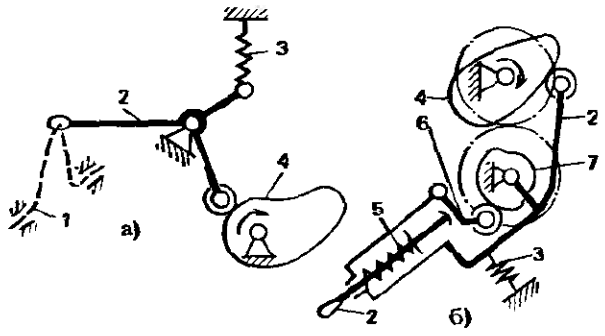
УСТАЛОСТЬ – разрушение материала под действием многократно изменяющихся напряжений.

УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ М. – движение звеньев м., при котором его обобщенная скорость есть периодическая функция времени.

УСТОЙЧИВОЕ МЕХАНИЧЕСКОЕ РАВНОВЕСИЕ – см. *Равновесие механической системы (равновесие).*

УСТРОЙСТВО – 1) общее название для любого из понятий: машины, м., агрегата, узла, соединения, звена; 2) расположение и взаимосвязь звеньев, узлов в машине, м. или узле.

УТОЧНОГО КОМПЕНСАТОРА М. (текст.) – устр. для изменения в заданных пределах длины уточной нити ткацких станков. У. устанавливают между бобиной и нитеводителем. У. вытягивает и отпускает нить в процессе прокидки.



Один из вариантов – кулачковый м. с пружиной (сх. *а*). Кулачок *4* поворачивает коромысло *2*, натягивая или отпуская нить *1*. Силовое замыкание кулачкового м. осуществляется пружиной *3*.

В сх. *б* игла *2* с отверстием для нити может дополнительно поступательно перемещаться относительно коромысла *2*. Перемещается игла от кулачка *7*. Движение передается ей через коромысло *6*. Силовое замыкание осуществляется пружиной *5*. Остальные элементы те же, что и на сх. *а*. Кулачки *4* и *7* связаны между собой зубчатой парой.

УСТОЙЧИВОСТЬ СООРУЖЕНИЯ – способность сооружения противостоять усилиям, стремящимся вывести его из исходного состояния статического или динамического равновесия.

Ф

ФАЗА (от греч. phasis – появление) – это величина, используемая в теории колебаний и волн и определяющая состояние колебательного процесса в каждый момент времени.

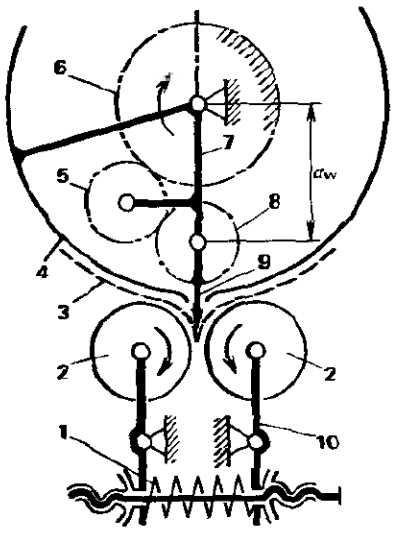
Ф. выражают в виде зависимости $\varphi = \omega t + \varphi_0$, где ω – угловая частота; t – время; φ_0 – начальная фаза – значение Ф. в момент времени $t = 0$.

ФАЗА ОПУСКАНИЯ В КУЛАЧКОВОМ М. – угол поворота кулачка, соответствующий перемещению выходного звена к центру вращения кулачка (см. *Кулачка построение*).

ФАЗА ПОДЪЕМА В КУЛАЧКОВОМ М. – угол поворота кулачка, соответствующий перемещению выходного звена от центра вращения кулачка (см. *Кулачка построение*).

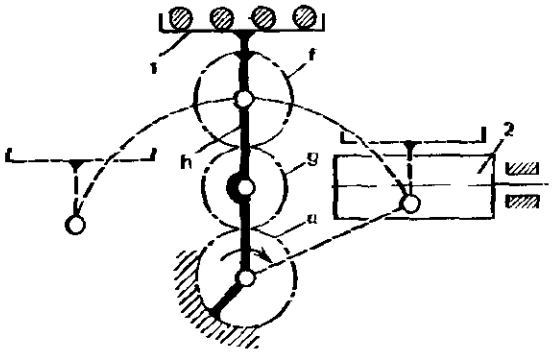
ФАЛЬЦУЮЩИЙ М. (полиграф.) – устр. для образования сгиба листа бумаги.

Лист бумаги *3* перемещается при вращении подающего цилиндра *4* в положение, при котором линия сгиба располагается между захватывающими валиками *2*. Фальцующий нож *9* при этом выходит из продольной прорези барабана и образует сгиб листа. Далее лист захватывается валиками *2*, складывается вдвое и перемещается. Валики установлены на рычагах *10* и поджаты один к другому пружиной *1*. Для привода фальцующего ножа применен планетарный зубчатый м. Водило *7* жестко соединено с цилиндром *4*. На водиле *7* установлены зацепляющиеся между собой сателлиты *5* и *8*. Сателлит *5* взаимодействует с неподвижным центральным колесом *6*, на сателлите *8*



жестко закреплен нож *9*. Передаточное отношение между колесами *8* и *6* при остановленном водиле равно двум. При таком условии и длине ножа a_w, где a_w – межосевое расстояние планетарной передачи, конец лезвия ножа движется строго по вертикали.

ФЕРГЮССОНА М. – планетарный зубчатый м., один из сателлитов которого при вращении водила совершает поступательное движение.



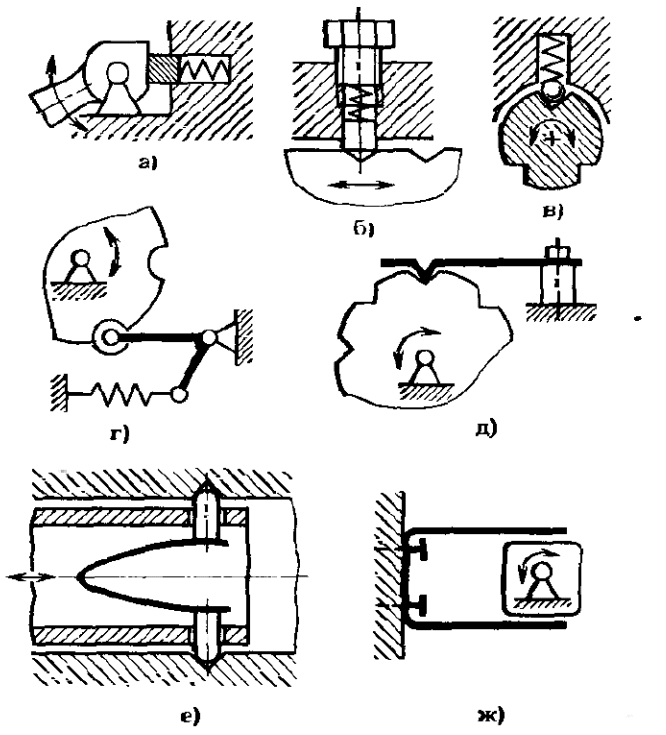
Сателлиты *f*, *g* установлены на осях в водиле *h*. Они зацепляются между собой, а сателлит *g* зацепляется с неподвижным центральным колесом *a*. У сателлита *f* и колеса *a* одинаковое число зубьев. Поэтому в относительном движении $\frac{\omega_f - \omega_h}{\omega_a - \omega_h} = 1$, где ω_f, ω_a, ω_h – угловые скорости соответственно звеньев *f*, *a*, *h*, причем $\omega_a = 0$. Из этого уравнения следует, что $\omega_f = 0$. Это означает, что при перемещении оси сателлита *f* по дуге окружности (показано штриховыми линиями) сам сателлит не будет поворачиваться. Этот эффект используется в укладчике материала. К сателлиту *f* жестко присоединен лоток *1*, который перемещает и укладывает прутковый материал на ролики *2* при вращении водила *h*.

ФЕРМА (франц. ferme, от лат. firmus – крепкий, прочный) – стержневая несущая конструкция различных сооружений. Ф. представляют в виде замкнутой кинематической цепи с числом степеней свободы, равным нулю.

ФИКСАТОР ПОЛОЖЕНИЯ – устр. для удержания перемещаемого звена в заданном положении при отсутствии самоторможения в направлении перемещения удерживаемого звена.

При превышении заданного значения усилия Ф. освобождает удерживаемое звено. В отличие от стопора Ф. включается и выключается автоматически.

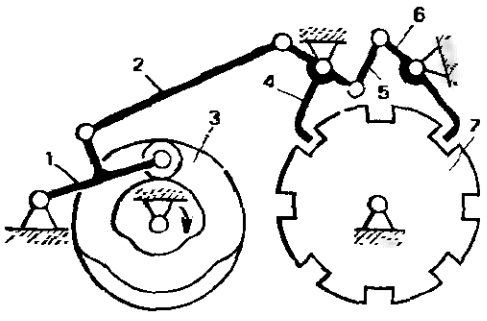
Выполняют Ф. в виде двух сопряженных элементов: скосов и подпружиненного ползуна (см. *а*), углубления и ко-



нуса (сх. *б*), углубления и шарика (сх. *в*), углубления и ролика (сх. *г*). В сх. *д* один из элементов Ф. – клин – совмещен с листовой пружиной.

В сх. *е* элементы Ф. поджаты листовой пружиной симметричной формы. Ф. вращающейся детали на сх. *ж* выполнен в виде параллельных скосов и взаимодействующей с ними плоской пружины.

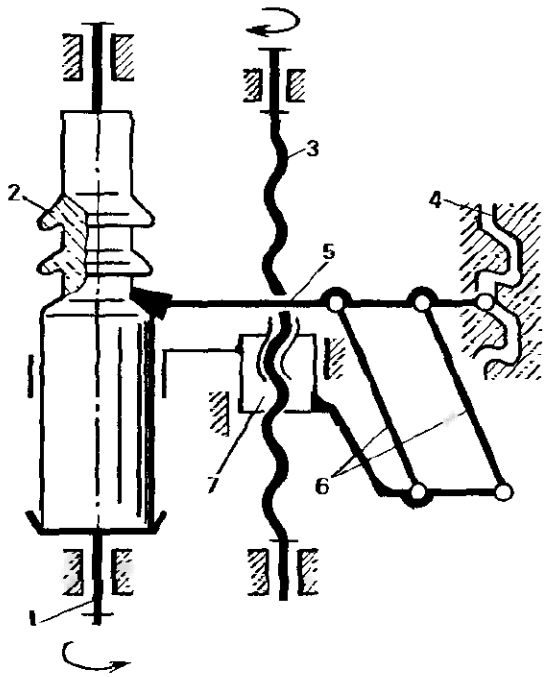
ФИКСАЦИИ ШПИНДЕЛЬНОГО БЛОКА М. (авт.) – устр. для периодического стопорения шпиндельного блока от проворота.



Колесо *7* с радиальными пазами жестко соединено со шпиндельным блоком. Защелки *4* и *6* заводятся в пазы, предотвращая проворот блока. При этом защелки *4* и *6* прижимаются к противоположным стопорам пазов, что исключает мертвый ход звена *7*. Звенья *4*, *5* и *6* образуют антипараллелограмм. Привод антипараллелограмма осуществляется от кулачка *3* через шарнирный четырехзвенный двухкоромысловый м. (коромысло *1*, шатун *2* и коромысло *4* – общее звено обоих м.).

ФОРМОВАНИЯ КЕРАМИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ М. – устр. для образования из пластической массы изделия с заданной формой поверхности.

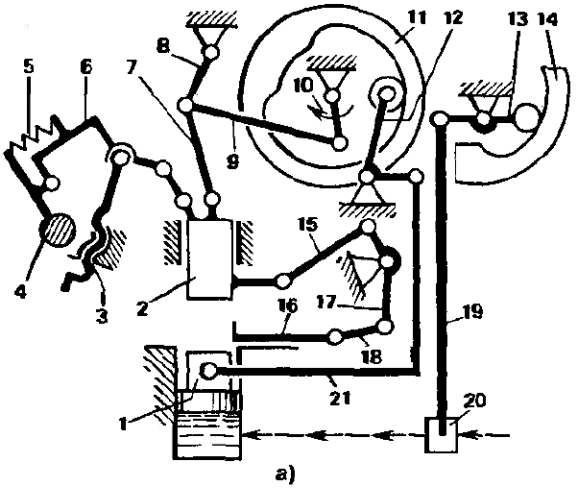
В качестве Ф. используют копировальный кулачковый м. На сх. профиль изделия воспроизводят, копируя профиль неподвижного кулачка *4*. Звено *5* одним концом скользит по кулачку, а другим воспроизводит заданный профиль изделия. Звено *5* совершает поступательное движение благодаря его соединению с ползуном *7* параллельными звеньями *6*. Звенья *6* образуют со звеньями *5* и *7* параллелограмм.



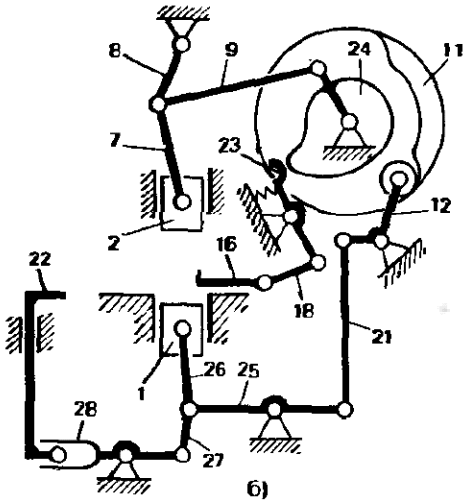
Ползуну *7* сообщают движение, параллельное оси изделия *2*, вращением винта *3*. Изделие *2* устанавливают на оправке *1*, которой сообщают вращательное движение.

ФОРМОВАНИЯ КИРПИЧЕЙ М. (строит.) – устр. для получения кирпича, обеспечивающее двух-, трехступенчатое прессование исходного материала.

По сх. *а* происходит трехступенчатое прессование материала благодаря движению ползуна *2*, приводимого от кривошипа *10*, и двум ходам ползуна *1*, один из которых осуществляется ме-



а)



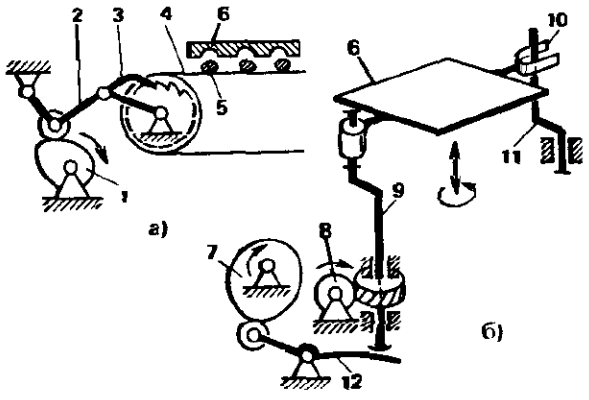
б)

ханической системой, а второй – гидроприводом. Кривошип *10* соединен с ползуном *2* посредством шатуна *9* и распорных звеньев. В целом звенья *10*, *9*, *8*, *7*, *2* и стойка образуют шестизвенный м., дающий возможность значительно увеличить усилие в конце хода ползуна *2*. Вес ползуна *2* и др. звеньев м. воспринимается противовесом *4*, подвешенным на рычаге *6*, который соединен с ползуном. Положение противовеса *4* определяется пружиной *5* и регулируется винтовым м. *3*. С ползуном *2* через шатун *15*, рычаг *17*, шатун *18* связана каретка *16* для подачи исходной массы и перемещения готового изделия. Механическая связь ползуна *1* с приводом осуществлена через кулачок *11*, установленный на одном валу с кривошипом *10*, коромысло *12* и шатун *21*. Рабочая жидкость подается в систему гидропривода через гидрораспределитель *20*, управляемый посредством кулачка *14*, установленного на одном валу с кривошипом *10*. От кулачка движение передается через рычаг *13* и тягу *19*.

В сх. *б* привод ползуна *2* осуществляется так же, как и в сх. *а*. Каретка *16* приводится от кулачка *24* через рычаг *23* и шатун *18*. Ползуну *1* сообщается движение от кулачка *11* через коромысло *12*, шатун *21*, рычаг *25* и шатун *26*. Для выталкивания готовых изделий служит м., содержащий толкатель *22*, приводимый от звеньев м. привода ползуна *1* через шатун *27* и кулису *28*.

ФОРМУЮЩИЙ М. – устр. для придания заданной формы изделиям из пластичного материала.

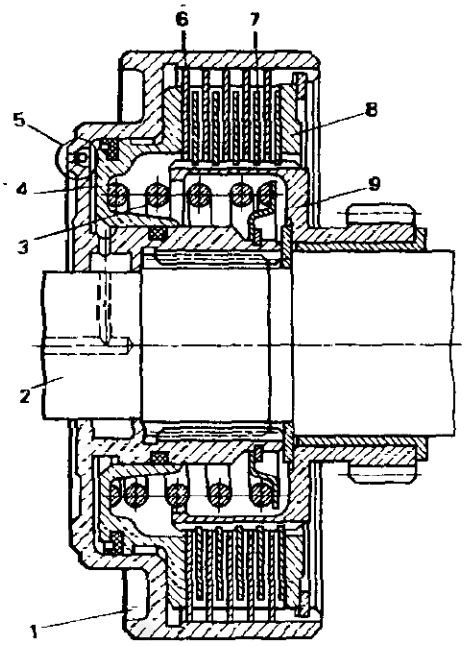
Изделия *5* (сх. *а*) перемещают на конвейере *4*, приводимом м. импульсной подачи. В этом м. от кулачка *1* через звено *2* и собачку *3* движение передается барабану конвейера *4*. Формующая плита *6* совершает плоское движение и периодически поднимается и опускается. Приводится плита посредством кривошипа *9* (сх. *б*) от двигателя *8*. При этом ось *11* может быть отрегулирована и зафиксирована в определенном положении по отношению к пазу *10*, что обеспечивает определенную траекторию движения плиты. Поднимается и опускается плита кулачком *7* через коромысло *12*.



а) б)

ФРИКЦИОННАЯ МУФТА [от лат. frictio (frictionis) – трение] – м. для соединения двух валов, передающий вращающий момент благодаря силам трения между пластинами или дисками, связанными с этими валами. Ф. позволяет осуществлять плавное сцепление вращающихся валов, уменьшает динамические нагрузки при пуске, предохраняет привод от перегрузок.

Ф. выполняют с фрикционными элементами в виде дисков, конусов (см., например, *Синхронизатор*), цилиндрических колодок (см. *Пневмокамерная муфта*). Ф. с элементами в виде конусов наз. конусной муфтой, с элементами в виде дисков – дисковой муфтой. Дисковую муфту с большим числом пар фрикционных элементов и соответственно высокой несущей способностью наз. многодисковой муфтой.

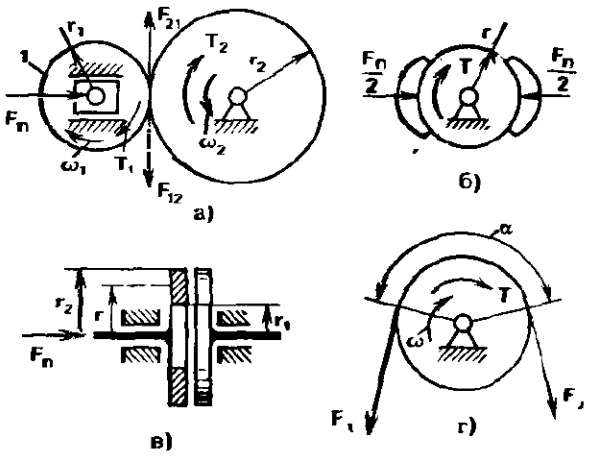


В многодисковой муфте диски *6* связаны посредством шлицевого соединения с ведущим звеном *1*, установленным на валу *2*, а диски *7* – с ведомым звеном *9* (здесь ведомое и ведущее звенья названы условно, может быть наоборот – ведущее *9*, а ведомое *1*). При подаче рабочей жидкости в полость гидроцилиндра, образованную деталью *1* и поршнем *4*, поршень *4* сжимает пакет дисков. Диски *6* плотно зажимают диски *7*. Крайний диск прижимается к опорному диску *8*. Благодаря фрикционному взаимодействию дисков передается вращающий момент. Диски размыкаются при отводе жидкости из полости гидроцилиндра через шариковый клапан *5*. При уменьшении давления на него со стороны рабочей жидкости он под действием центробежных сил перемещается в радиальном направлении и открывает отверстие для выхода рабочей жидкости. Поршень при этом передвигается пружиной *3*.

ФРИКЦИОННО - ПЛАНЕТАРНЫЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ – см. *Вибровозбудитель*.

ФРИКЦИОННЫЙ М. – устр., в котором передачу движения, разгон или торможение осуществляют благодаря силам трения между прижимаемыми друг к другу телами.

В Ф., состоящем из жестких тел (в передаче, муфте, тормозе), минимальное требуемое усилие прижатия $F_n = F_{21}/f_0$, где $\bar{F}_{21} = -\bar{F}_{12}$ – требуемая окружная сила (сх. *а*); f_0 – коэффициент трения покоя (см. *Трение*). При этом определяют момент Т., передаваемый благодаря силам трения. Для фрикционной передачи на сх. *а* $T_1 = F_{21}r_1$, $T_2 = F_{12}r_2$, откуда $T_2/T_1 = r_2/r_1$ (без учета потерь на трение). Для колодочного тормоза (сх. *б*) тормозной момент $T = f_0F_nr$, для дискового тормоза (сх. *в*) зависимость такая же, но $r \approx \dfrac{r_2 - r_1}{2}$ – радиус, для которого определяется равнодействующая сил трения. В ременных передачах, ленточных конвейерах, тормозах и муфтах (сх. *г*) натяжение в ветвях $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$ обеспечивает прижатие ремня или ленты к шкиву. Если $T = 0$, то $F_1 = F_2 = F_0$, а при $T \neq 0$ из условия равновесия $F_1 - F_2 = F$, где $F = T/r$ – окружная сила – сила трения между гибким телом и шкивом. При этом справедливо соотношение $F_1/F_2 = e^{f_0\alpha}$ (формула Эйлера), где α – угол охвата шкива гибким телом. Суммарное начальное натяжение в

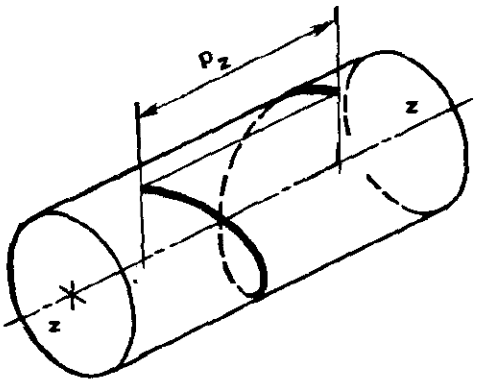


ветвях остается неизменным при приложении момента T.

ФУНКЦИЯ ПОЛОЖЕНИЯ М. – зависимость координаты выходного звена от обобщенных координат механизма.

Х

ХОД ВИНТОВОЙ ЛИНИИ – расстояние p_z по соосной поверхности между двумя положениями точки, соответствующими ее полному обороту вокруг оси zz.



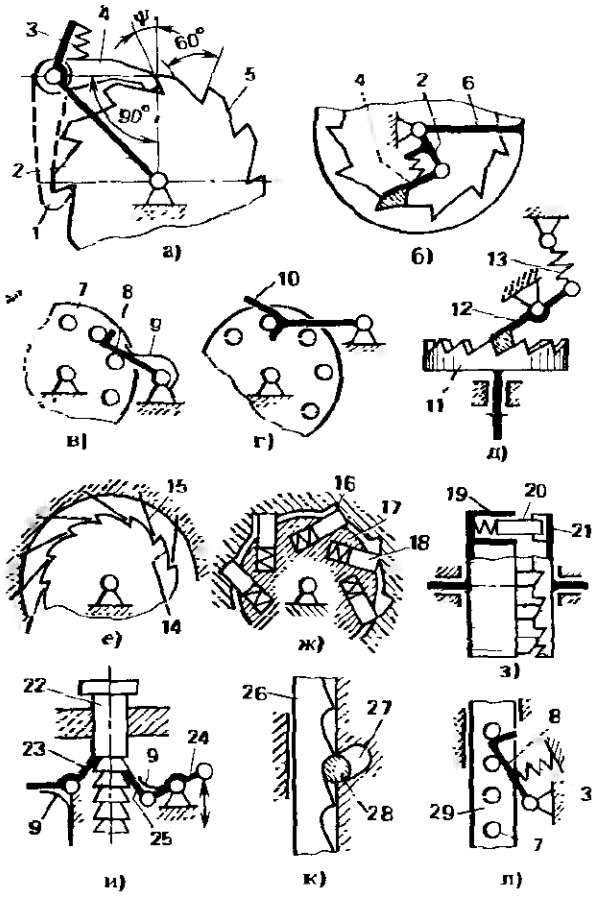
Понятие Х. используют в косозубых, винтовых зубчатых передачах, винтовых м. Для резьб оно эквивалентно ходу резьбы.

ХОД РЕЗЬБЫ – расстояние между ближайшими одноименными боковыми сторонами профиля одной и той же винтовой поверхности резьбы в осевом направлении. Х. – относительное осевое перемещение винта (гайки) за один оборот. Х. обозначают t. В однозаходной резьбе Х. равен шагу, в многозаходной – произведению шага на число заходов.

ХРАПОВОЕ КОЛЕСО – см. *Храповой м.*

ХРАПОВОЙ М. – устр., в котором относительное движение звеньев возможно только в одном направлении, а в другом направлении звенья взаимодействуют благодаря давлению их элементов и не могут перемещаться относительно друг друга.

Х. применяют в качестве задерживающего устр. в грузоподъемных машинах (см., например, *Грузоупорный тормоз*), а также в передачах периодического вращательного движения – в устр. для преобразования качательного движения в однонаправленное движение и т. д.



На сх. *а* храповое колесо *5* взаимодействует с собачкой *4*, шарнирно связанной с коромыслом *2*. Собачка поджата пружиной *3*. Размеры собачки выбирают так, чтобы $\psi > \rho$, где ρ – угол трения. В этом случае исключен самопроизвольный выход собачки из зацепления с зубьями храпового колеса. Обычно принимают $\psi = 15 \div 20°$. Другие углы показаны на сх. Используют также разновидность собачки в виде крюка *1*. Звено *5* может свободно вращаться относительно звена *2* по часовой стрелке и не может вращаться в противоположном направлении. Каждое из звеньев *2* и *5* может выполнять роль входного, выходного и неподвижного звеньев.

В сх. *б* храповое колесо *6* имеет внутренние зубья.

В сх. *в* зубья выполнены в виде цевок *7*, а собачка – в виде упора *8*, поджатого листовой пружиной *9*.

В сх. *г* зубья в виде цевок, а собачка *10* – в виде вилки, охватываю-

щей цевку и обеспечивающей надежное ее стопорение.

В сх. *д* храповое колесо *11* имеет торцовые зубья. Собачка *12* прижимается посредством пружины растяжения *13*.

На сх. *е* показан микрохраповой м., в котором собачки *15* выполнены в виде листовых пружин, взаимодействующих с храповым колесом *14*. При вращении колеса *14* в одну сторону листовые пружины отгибаются. Вращение колеса *14* в другую сторону исключено, так как листовые пружины, работая на продольное сжатие, препятствуют такому движению.

В сх. *ж* собачки выполнены в виде ползунов *18*, установленных в теле звена *17* и поджатых пружинами. Собачки взаимодействуют с впадинами на храповом колесе *16*. Число впадин отличается на одну-две по сравнению с числом ползунов. Поэтому в любой момент времени по крайней мере один из ползунов полностью зацепляется с храповым колесом и может передавать нагрузку. Профиль впадин специальный. Он обеспечивает плавный непрерывный вход в зацепление ползунов *18*. Угол расположения ползуна выбирают таким, чтобы при вращении звена *17* относительно звена *16* в одном направлении (против часовой стрелки) было самоторможение, а при вращении звена *17* в противоположном направлении самоторможение отсутствовало. В последнем случае обеспечивается возможность утапливания ползунов.

Такое устр. позволяет при реверсировании одного из звеньев вводить в зацепление ползуны *18* с храповым колесом без ударов.

Сх. *з* отличается от сх. *ж* тем, что ползуны *20* расположены параллельно оси вращения звеньев. Они перемещаются внутри звена *19* и взаимодействуют с торцовыми зубьями храпового колеса *21*. Здесь различаются числа ползунов и зубьев. Скос зубьев и ползунов в данном случае прямолинейный. Угол скоса выбирают так, чтобы отсутствовало самоторможение ползунов и была возможность их утапливать.

На сх. *и*, *к*, *л* — реечные храповые м.

В сх. *и* имеется рейка *22* с зубьями и две собачки *23* и *25*, поджатые листовыми пружинами *9*. С помощью рычага *24* перемещают собачку *25* вверх и вниз. При движении собачки вниз рейка *22* удерживается собачкой *23*, а при движении собачки *25* вверх рейка движется вместе с ней, а собачка *23* проскакивает. Эту сх. используют, в частности, в домкратах.

В сх. *к* собачка выполнена в виде цилиндра *28*. Здесь допускается движение рейки *26* только вверх. Собачка при этом утапливается в углубление *27*.

В сх. *л* цевочная рейка *29* взаимодействует с собачкой *8*, поджатой к цевкам *7* пружиной *3*. Рейка может двигаться только вверх.

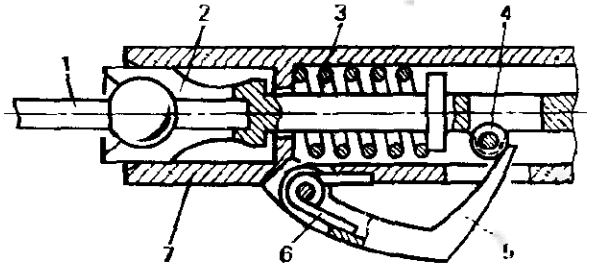
ХРУПКОСТЬ – способность твердого тела разрушаться при механическом воздействии без заметной пластической деформации.

Ц

ЦАНГА (от нем. Zange) – приспособление в виде разрезной втулки для зажима цилиндрических, призматических и др. предметов.

ЦАНГОВЫЙ БЫСТРОРАЗЪЕМНЫЙ СФЕРИЧЕСКИЙ ШАРНИР – трехподвижная кинематическая пара в виде управляемого упругого зажима, имеющего сферические поверхности соприкосновения звеньев.

Одно из звеньев *1* выполнено с элементом в виде шара, другое имеет цангу *2*. Цанга в сжатом состоянии удерживается внутри трубы *7* пружиной *3*.



Разъем шарнира осуществляют нажатием на рычаг 5. Преодолевая усилие пружины 6, рычаг воздействует на ролик 4 и перемещает цангу 2 влево до ее выхода из трубы. Цанга при этом разжимается, и элементы шарнира выводятся из соприкосновения.

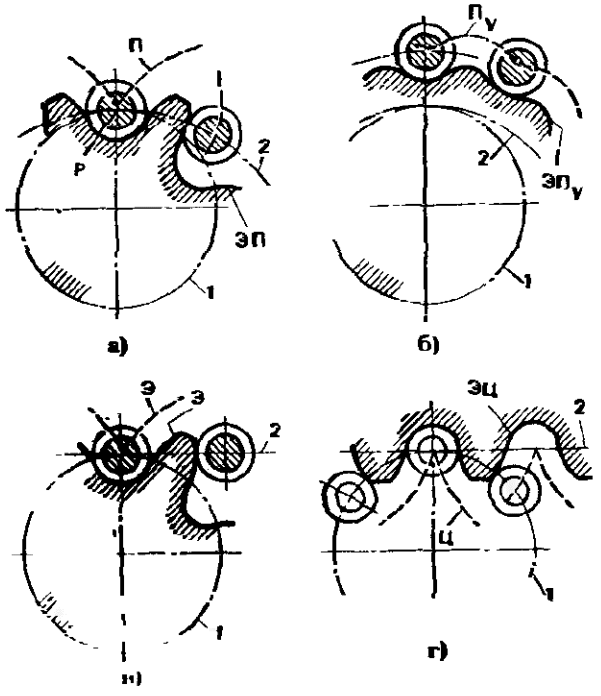
Для сборки Ц. звено 1 вставляют в цангу 2 при нажатом рычаге 5, затем отпускают рычаг и цанга вместе со звеном 1 втягивается в трубу 7 пружиной 3.

ЦАПФА (от нем. Zapfen) – часть оси или вала, опирающаяся на подшипник. Промежуточную Ц наз. шейкой, а концевую – пятой, если она предназначена в основном для восприятия осевой нагрузки, и шипом, если она предназначена в основном для восприятия радиальной нагрузки.

Ц. может иметь цилиндрическую, коническую, сферическую или плоскую формы.

ЦЕВОЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление посредством цилиндрических круговых элементов – цевок и зубьев с сопряженным профилем.

На сх. *а–г* – разновидности циклоидеальных профилей, используемые в цевочных передачах. На сх. *а* колесо 2 имеет круговой профиль зубьев-цевок.



При обкатывании его по колесу 1 получается траектория т. *Р* – перициклоида *П*, а профиль зуба колеса 1 очерчивается по эквидистанте *ЭП* к перициклоиде *П*. Внешнее и внутреннее зацепления таких колес применялись сравнительно широко. В настоящее время они еще встречаются в м. вращения кранов и др. устр.

Разновидность цевочного зацепления колес, в которой профили располагаются за пределом окружностей 1 и 2, используют для размещения в колесах подшипников и др. элементов передачи. Такое зацепление наз. внецентроидным (сх. *б*). При перекатывании колеса 2 по колесу 1 получается траектория центров цевок – перициклоида укороченная $П_у$, а профиль зуба колеса 1 очерчивается по эквидистанте к этой траектории $ЭП_у$. Это зацепление применяется в передачах с малой разницей чисел зубьев. Оно характеризуется большими углами давления, но позволяет передавать нагрузку при большом числе контактирующих пар зубьев. Точность изготовления передач очень высокая. Цевочное зацепление рейки с колесом используется для преобразования вращательного движения в поступательное. Профиль зубьев представляет собой эвольвенту *Э* (сх. *в*).

Известны также зацепления рейки или большого колеса с малым цевочным колесом. Для получения постоянного передаточного отношения профиль зуба должен соответствовать эквидистанте к циклоиде *ЭЦ* (сх. *г*). Такой вид Ц. практически не применяют.

ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ – функция, экстремум которой определяет выходные параметры синтеза м. Примером Ц. может служить максимальное отклонение шатунной кривой от заданной кривой.

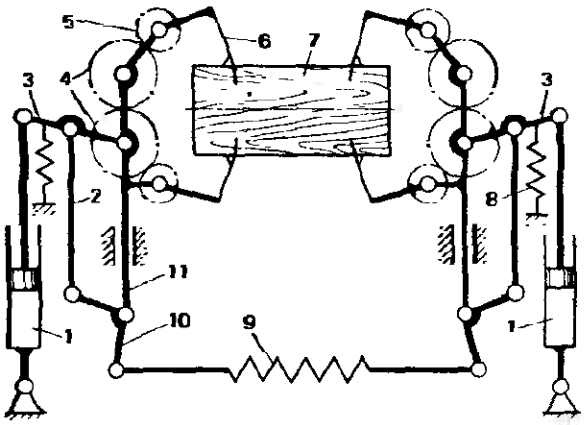
ЦЕНТР КАЧАНИЯ – см. *Маятник*.

ЦЕНТР МАСС МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ (ЦЕНТР МАСС) – геометрическая точка, для которой суммы произведений масс всех материальных точек, образующих механическую систему, на их радиус-векторы, проведенные из этой точки, равны нулю.

Радиус-вектор Ц. системы, состоящей из n материальных т., $r_c = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{n} m_i r_i$, где m_i и r_i – соответственно масса и радиус-вектор i-й т., $m = \sum_{i=1}^{n} m_i$ – масса всей системы. При движении системы Ц. движется как материальная т., в которой сосредоточена масса всей системы и на которую действуют все внешние силы, приложенные к системе.

ЦЕНТРАЛЬНОЕ КОЛЕСО – см. *Планетарная зубчатая передача.*

ЦЕНТРИРОВАНИЯ КРЯЖА М. (деревообр.) – устр. для захвата, вертикального перемещения и установки фанерного кряжа на станке.



Захватные устр. *6* Ц. приводятся через секторы *5* и зубчатые колеса *4* от гидроцилиндров *1*.

Ц. состоит из двух одинаковых м., соединенных между собой упругим звеном *9*, взаимодействующим через рычаг *10* и тягу *2* с рычагом *3*. Соединение рычагов *3* обоих м. симметричной кинематической цепью обеспечивает одинаковую загрузку м.

В начале рабочего хода гидроцилиндров *1* захватные устр. *6* зажимают кряж *7*. При дальнейшем движении гидроцилиндров начинают перемещаться ползуны *11* в вертикальных направляющих. Кряж поднимается таким образом до уровня шпинделей станка. Вес звеньев Ц. частично воспринимается пружинами *8*.

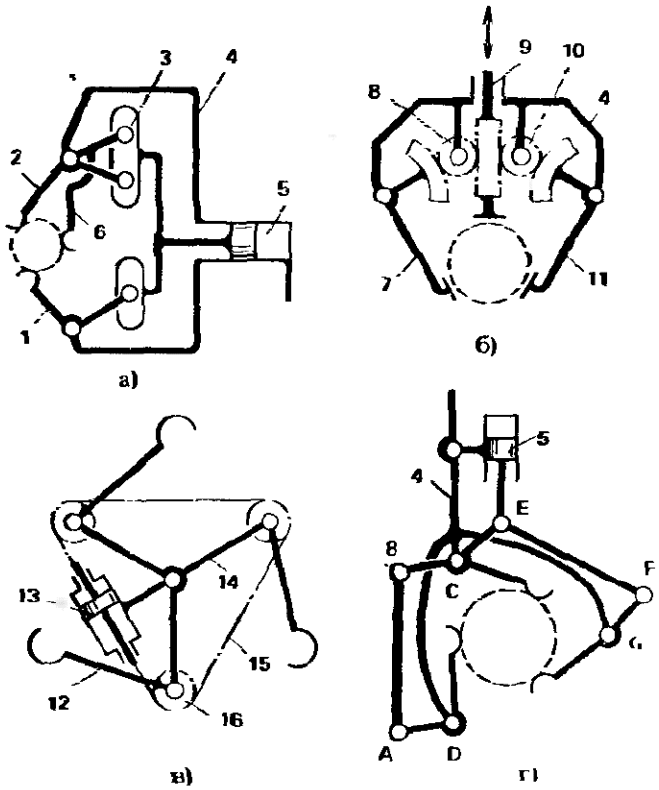
ЦЕНТРИРУЮЩЕЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. – рабочее оборудование манипулятора, обеспечивающее определенность положения оси или плоскости симметрии захватываемого объекта.

Ц. обычно имеют захватывающие губки в виде призм (см. также *Центрирующий зажим*) или имеют движущиеся синхронно (сходящиеся или расходящиеся) три губки для захвата изделий цилиндрической формы.

На сх. *а* рычаги *1*, *2*, *6* с губками на концах приводятся в движение ползуном *3* от гидроцилиндра *5*, соединенного с корпусом *4*. Каждый из рычагов образует с ползуном *3* и корпусом *4* синусный м.

На сх. *б* входное звено *9* выполнено в виде поступательно движущейся рейки с губкой на конце. Синхронность движения двух других губок, расположенных на концах рычагов *7* и *11*, обеспечивается передачей движения через зубчатое колесо *8* и зубчатый сектор рычагу *7* и через зубчатое колесо *10* и зубчатый сектор – рычагу *11*. Здесь две губки приближаются к оси захватываемого предмета по дуге окружности, а одна – по радиальной прямой.

На сх. *в* – Ц. для полых предметов. Губка *12* жестко соединена со звездочкой *16*. Все три звездочки огибаются цепью



15, приводимой в движение гидроцилиндром *13*, установленным в корпусе *14*. При повороте звездочек губки синхронно сходятся или расходятся.

На сх. *г* – Ц., у которого для передачи синхронного движения губок использованы параллелограммы *ABCD* и *CEFG*. При этом губки выполнены на концах звеньев *AD* и *GF* и на общем звене обоих параллелограммов *BCE*. Этому же звену сообщается движение от гидроцилиндра *5*, шарнирно соединенного с корпусом *4*.

ЦЕНТРИРУЮЩИЙ ЗАЖИМ – устр., обеспечивающее захват детали и перемещение ее центра в определенное положение при ее зажиме.

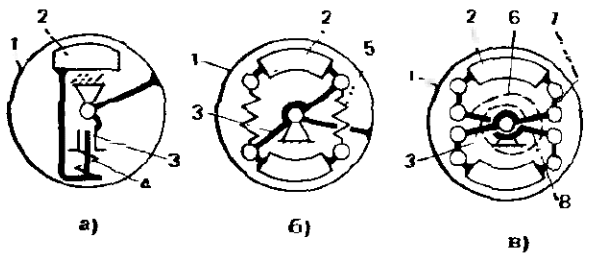
Деталь *6* (сх. *а*) захватывается с основания *8* и при зажатии центрируется призмами-ползунами *5* и *7*. Они приводятся в движение рычагами *4* и *9*. Звенья *4*, *5* и *9*, *7* соединены между собой вращательно-поступательными парами *A* и *B*. Каждый из образованных таким образом м. – синусный. Рычаги *4* и *9* связаны между собой зубчатыми секторами *3* и *2*, благодаря чему обеспечивается одинаковая скорость сближения ползунов. Поворачиваются рычаги с помощью гидроцилиндра *1*.

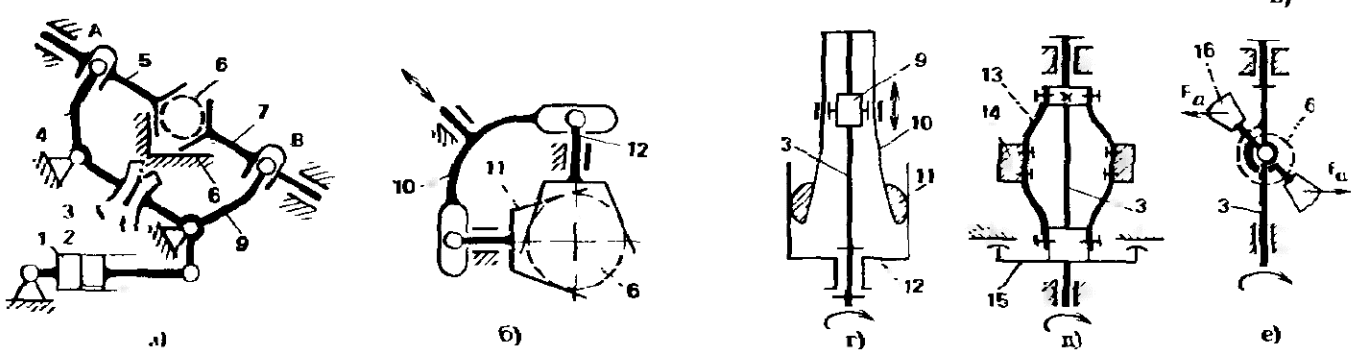
Деталь *6* (сх. *б*) центрируется двумя призмами-ползунами *11* и *12*, которые приводит в движение ползун *10*, связанный с ними вращательно-поступательными парами. Направляющая ползуна *10* проходит под одинаковым углом по отношению к направляющим ползунов *11* и *12*. Вращательное движение в парах звеньев *10–11*, *10–12* нужно только для компенсации погрешностей, обусловливающих перекос звеньев. С учетом наличия только поступательных пар, обусловливающих заданное движение звеньев, данный м. – клиновой.

ЦЕНТРОБЕЖНАЯ МУФТА – самоуправляемая сцепная муфта, включаемая под действием центробежных сил при достижении входным звеном определенной угловой скорости. Включение Ц. связано с вращением выходного звена с угловой скоростью, равной или меньшей угловой скорости входного звена. Если соединяются подвижное и неподвижное звенья, то включение Ц. приводит к снижению угловой скорости подвижного звена или его остановке. Такое устр. представляет собой центробежный тормоз. Неподвижным звеном может быть также среда, например жидкость, газ. Муфта и тормоз представляют собой аналогичные устр., если рассматривать только относительное движение звеньев.

В сх. *а* колодка *2* соединена посредством пружины *4* с входным звеном *3*. При достижении входным звеном определенной угловой скорости колодка под действием силы инерции движется в радиальном направлении и вступает в контакт с выходным звеном *1*. Благодаря силам трения звено *1* начинает вращаться вместе с звеном *3*. Если звено *1* неподвижно, то угловая скорость звена *3* снижается до тех пор, пока колодка под действием пружины *4* не перестает контактировать с звеном *1*.

В сх. *б* две колодки *2* шарнирно соединены с звеном *3*. Между собой колодки связаны пружинами *5*. Принцип дей-





ствия тот же, что и Ц. по сх. *а*, но колодки под действием центробежных сил поворачиваются относительно звена *3*, в то время как в сх. *а* они движутся поступательно.

В сх. *в* к входному звену *3* посредством спиральной пружины *6* присоединено подвижное звено *8*. К входному звену *3* и подвижному звену *8* с помощью тяг *7* присоединены колодки *2*. В отличие от сх. *б* колодки под действием сил инерции движутся поступательно.

В сх. *г* колодки *11* соединены со звеном *3* посредством листовых пружин *10*. При действии сил инерции они контактируют с поверхностью звена *12*. Ползун *9* при перемещении вдоль звена *3* позволяет изменять жесткость пружин *10*, чем регулируется угловая скорость, при которой включается Ц.

В сх. *д* на упругих пластинах *13* закреплены грузы *14*. При действии сил инерции грузы расходятся, что приводит к перемещению диска *15* в осевом направлении. Диск *15* контактирует с неподвижной поверхностью и благодаря их трению скорость звена *3* снижается.

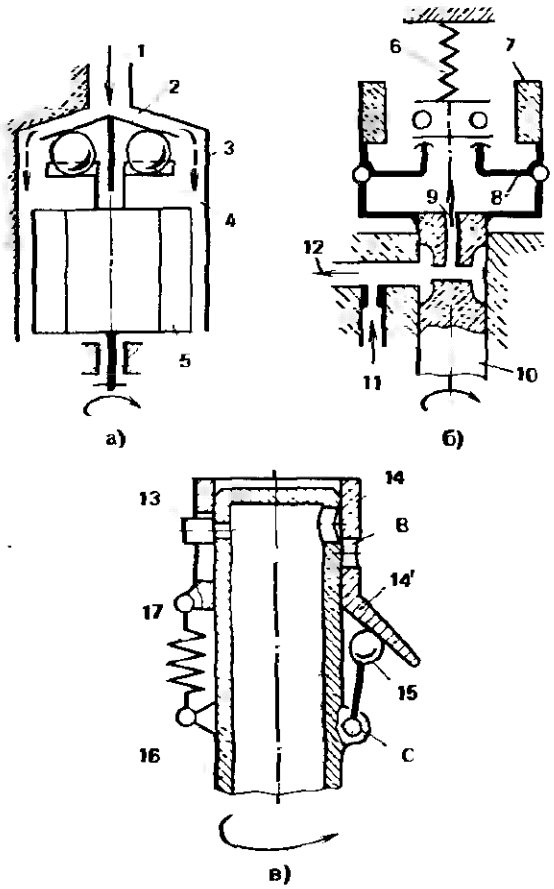
В сх. *е* лопатки *16* шарнирно соединены со звеном *3*. Удерживаются лопатки от поворота пружиной *6*. При вращении звена *3* на лопатки действует сопротивление воздуха. Лопатки под действием сил инерции $\bar{F}_a$ расходятся, плечо сил сопротивления воздуха увеличивается и, следовательно, увеличивается момент этих сил. Угловая скорость звена *3* вследствие этого понижается.

ЦЕНТРОБЕЖНАЯ СИЛА – сила, с которой движущаяся материальная т. действует на другие тела (связи), стесняющие ее движение и вынуждающие ее двигаться криволинейно. Ц. направлена от центра кривизны траектории точки и равна mv^2/r, где m, v – соответственно масса и скорость материальной т.; r – радиус кривизны траектории.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КЛАПАН – гидроклапан (пневмоклапан), управляемый непосредственно центробежным регулятором.

В сх. *а* воздух по каналу *1* подается к ротору пневмомашины *5*, установленному в корпусе *3*. На валу ротора установлен запорно-регулирующий элемент *2*, управляемый шарами *4*. При увеличении частоты вращения ротора шары *4* расходятся под действием центробежных сил и перемещают элемент *2*. Сечение канала, по которому подается воздух, уменьшается, соответственно уменьшаются расход воздуха и частота вращения ротора.

В сх. *б* на валу *10* машины установлены грузы *7* на рычагах *8*. Рычаги поджаты пружиной *6*. В теле вала выполнены канал *9* и кольцевая проточка. Проточка сообщается с каналом *11*, по которому подается воздух под давлением, и каналом *12*, служащим для передачи выходного сигнала в систему управления. С увеличением частоты вращения грузы расходятся и рычаги *8* перемещают вал *10* вдоль оси. Усилие, с которым рычаги воздействуют на вал, равно усилию сжатия пружины *6*. При перемещении вала изменяется сопротивление выходу воздуха в атмосферу по каналу *9*. При дозированных параметрах воздуха, подаваемого по каналу *11*,



его параметры в канале *12* будут зависеть от положения вала *10*.

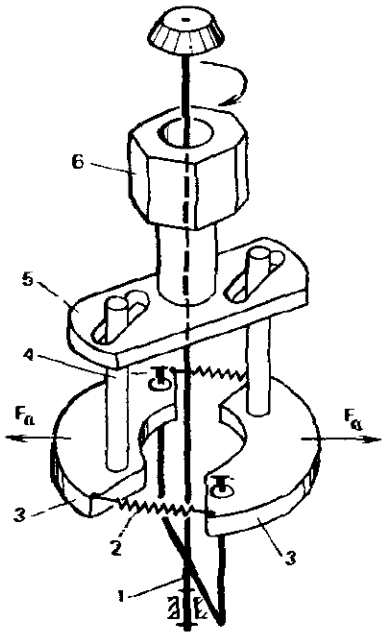
Ц. на сх. *в* служит для ограничения давления внутри трубы *16* при превышении заданной величины скорости ее вращения. С увеличением скорости вращения трубы коромысло с грузом *15* под действием центробежных сил поворачивается вокруг т. *С* и, воздействуя на козырек *14'*, смещает втулку *14* вверх. При перекрытии отверстий *А* и *В* рабочая среда вытекает из трубы *16* и давление понижается. Возврат втулки осуществляется пружиной *17*. От проворачивания втулку удерживает штифт *13*.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ – величина, равная сумме произведений масс m_i всех (n) материальных точек, образующих материальную систему на две их координаты в прямоугольной системе координат. Обозначают Ц. $I_{yz} = \sum_{i=1}^{n} m_i y_i z_i$; $I_{zx} = \sum_{i=1}^{n} m_i z_i x_i$, $I_{xy} = \sum_{i=1}^{n} m_i x_i y_i$. В отличие от моментов инерции механической системы относительно оси Ц. может быть отрицательным, единица измерения та же, $кг \cdot м^2$.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ПЛОСКОЙ ФИГУРЫ – величина, равная сумме произведений элементарных площадей на их координаты в плоскости. Единица измерения – $м^4$.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ РЕГУЛЯТОР ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ – устр. для автоматического установления момента зажигания в зависимости от частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания.

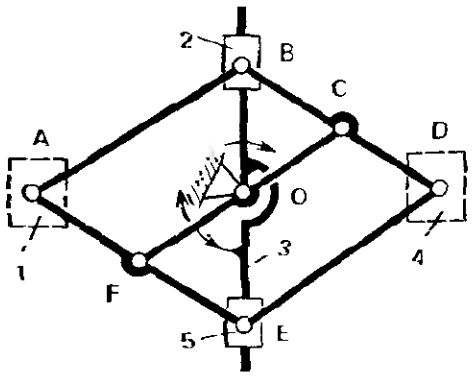
Со звеном *1*, приводимым от вала двигателя, шарнирно соединены грузики *3*, связанные между собой пружинами *2*. Под действием сил инерции F_a грузики расходятся и поводками *4* поворачивают пластину *5*, жестко связанную с кулачком *6*. С увеличением частоты вращения кулачок *6* поворачивается относительно валика *1*. Кулачок *6* взаимодействует с элементами электрической цепи.



Положение кулачка *6* относительно валика *1* характеризует степень опережения зажигания.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ СТЕНД – устр. для испытания приборов на воздействие переменных центробежных сил.

Ц. имеет ведущее звено *3*, на котором установлены ползуны-грузы *2* и *5* с возможностью перемещения в радиальном направлении по отношению к оси вращения *О*.



Ползуны соединены между собой звеньями, образующими ромб *ABDE*. Звенья *AE* и *BD* соединены между собой также звеном *CF*, параллельным звену *AB* и звену *DE*. Звено *CF* соединено шарнирно со звеном *3* в т. *О*. На звене *3* расположен двигатель, вал которого соединен со звеном *CF*. В т. т. *А* и *D* к звеньям, входящим в состав ромба, шарнирно присоединены контейнеры *1* и *4* соответственно.

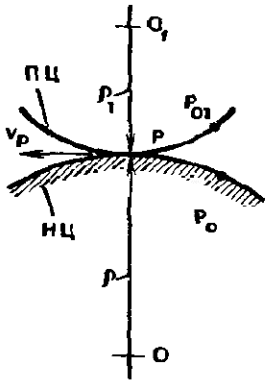
Испытываемые приборы помещают в эти контейнеры. Относительным перемещением звеньев *CF* и *3* можно задавать различные законы инерционного нагру-

жения испытываемых приборов. Например, при равномерном вращении звена 3 включают и выключают привод звена *CF*. При включении привода грузы 2 и 5 принудительно подтягиваются к центру. При выключении привода грузы под действием сил инерции расходятся, заставляя приближаться к центру контейнеры *1* и *4*. Находящиеся в них приборы при этом испытывают дополнительную инерционную нагрузку.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ТОЛКАТЕЛЬ – см. *Толкатель центробежный.*

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ТОРМОЗ – см. *Центробежная муфта.*

ЦЕНТРОИДА – геометрическое место мгновенных центров скоростей звеньев, движущихся относительно друг друга. Ц. на неподвижной плоскости наз. неподвижной Ц., а Ц., жестко связанную с движущейся плоской фигурой, – подвижной Ц. (см. соответственно *НЦ* и *ПЦ*



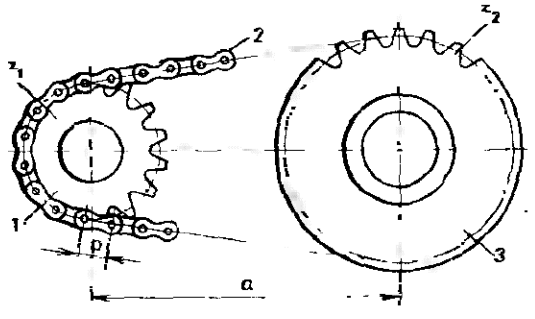
на сх.). Т. P_{01} и P_0 в начальный момент совпадали и принадлежали подвижной и неподвижной Ц. Поэтому $\overset{\smile}{PP}_0 = \overset{\smile}{PP}_{01}$. Скорость свободно движущейся т., совпадающей с мгновенным центром вращения P, определяют по формуле $v_P = \dfrac{\omega}{\dfrac{1}{\rho} \pm \dfrac{1}{\rho_1}}$, где ρ и ρ_1 – радиусы кривизны в данный момент; ω – угловая скорость подвижной фигуры; знак + при расположении центров кривизны O и O_1 по разные стороны общей касательной, знак – при расположении O и O_1 по одну сторону касательной.

ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНАЯ СИЛА – сила, сообщающая материальной т. нормальное ускорение $\bar{a}_n$: $\bar{F}_n = m\bar{a}_n$, где m – масса материальной т.

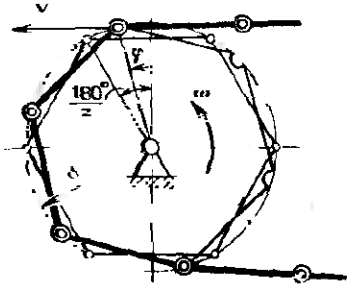
ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА – передача вращения посредством зацепления многозвенной гибкой связи с жесткими звеньями.

Гибкую связь *2* наз. цепью, жесткие звенья *1* и *2* – звездочками (сх. *а*). Ц. позволяет передавать движение при значительных межосевых расстояниях $a \leqslant 80p$, где p – шаг цепи.

У Ц. меньше габаритные размеры, чем у ременных передач, но она характеризуется бо́льшей неравномерностью хода из-за непостоянства передаточного отношения. Передаточное отношение изменяется потому, что звездочка представляет собой как бы многогранник, огибаемый цепью. При постоянной угловой скорости ω ведущей звездочки окружная скорость, следовательно, и скорость цепи будет переменной (сх. *б*): $v = \omega \dfrac{d}{2} \cos\varphi$ (d и φ – см. обозначения на сх. *б*). Период изменения φ равен $2\pi/z$, где z – число зубьев звездочки. Переменная скорость цепи преобразуется в переменную скорость ведомой звездочки. КПД = 0,96 ÷0,98. Применяют Ц. при мощности привода $P \leqslant 100$ кВт, окружной скорости $v \leqslant 15$ м/с и передаточном числе $u \leqslant 7$



а)



б)

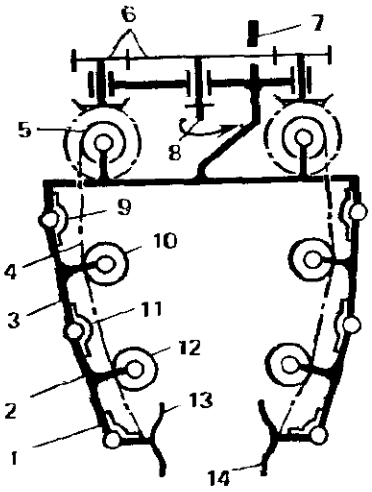
($u = z_2/z_1$, где z_1, z_2 – числа зубьев звездочек). Наибольшие встречающиеся значения $P = 3500$ кВт, $v = 35$ м/с, $u = 10$. Ц. используют также для передачи движения между несколькими звездочками. Ц. со специальной цепью (карданной, круглозвенной или пластинчатой с перекрещивающимися осями) могут передавать движение при непараллельном расположении осей звездочек.

ЦЕПНОЕ ПРИВОДНОЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЕ СОЕДИНЕНИЕ – кинематическая цепь, состоящая из одинаковых звеньев, последовательно соединенных с помощью шарниров и перемещаемых принудительно посредством привода, связанного с ними.

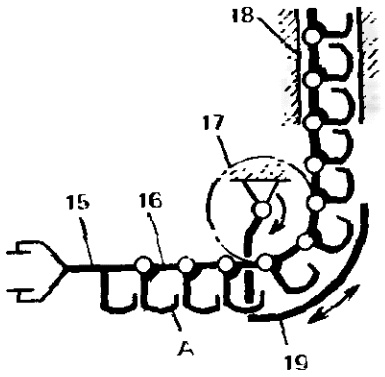
На сх. *а* Ц. использовано в качестве связи губок *13* и *14* с корпусом *7* захватного устр. Ц. содержит звенья *2* и *3*, соединенные шарнирно между собой, с губкой *13* и корпусом *7*. Привод осуществляется тросом *4*, соединенным с губкой и наматываемым на барабан *5*. Трос при натяжении взаимодействует с блоками *12* и *10*, соединенными со звеньями *2* и *3* соответственно и сообщает относительное движение звеньям. Губки при этом сходятся. Обратное движение осуществляется пружинами *1*, *11*, *9* при ослаблении натяжения троса. Барабан *5* приводится через зубчатую передачу *6* от вала *8*.

На сх. *б* Ц. использовано в приводе руки манипулятора. С захватным устр. *15* последовательно соединен ряд звеньев *16*, которые могут поворачиваться относительно друг друга в одном направлении. В другом направлении поворот ограничен упорами *А*. Цепь звеньев принудительно перемещают вдоль направляющей *18* с помощью звездочки *17*, зацепляющейся с цепью. Сектор *19* удерживает звенья в прижатом к звездочке состоянии.

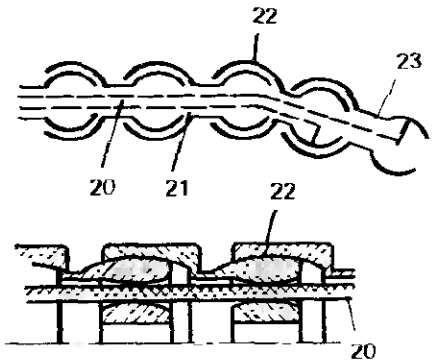
Выдвинутая часть звеньев удерживается консольно упорами *А*. Наклон консоли можно изменять, поворачивая сектор *19*.



а)



б)

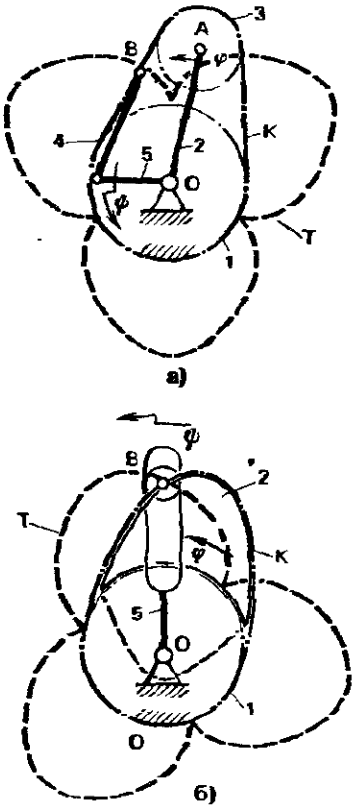


в)

На сх. *в* – многозвенная цепь, звенья которой *22*, *23* соединены между собой сферическими шарнирами. Каждое звено соединено одним или несколькими тросами (*20*, *21*) с приводом, обеспечивающим их натяжение. При центральном расположении троса его натяжение приводит к выпрямлению всей цепи звеньев, при нецентральном – звенья поворачиваются относительно друг друга.

ЦЕПНОЙ ВАРИАТОР – см. *Пластинчатый вариатор.*

ЦЕПНОЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ М. – цепная передача с подвижной осью хотя бы одной из звездочек или с перемещаемой направляющей деталью.

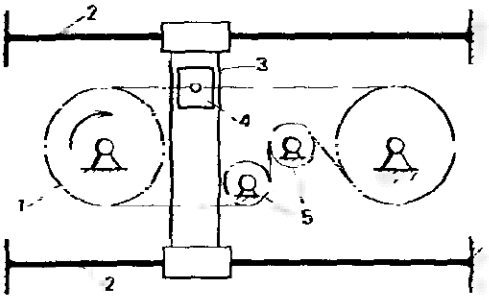


На сх. *а* ось звездочки *3* (т. *A*) соединена водилом *2* с осью *O*. При вращении водила *2* относительно звездочки *1* т. *B* на цепи *K* описывает траекторию *T*, соответствующую на определенных участках эвольвенте (там, где т. *B* движется вдоль прямолинейного участка цепи). Т. *B* соединена шатуном *4* с коромыслом 5. При непрерывном движении звена *2* (угол поворота φ) звено 5 (угол поворота ψ) движется прерывисто.

В сх. *б* направляющая деталь *2* в виде кулачка установлена так, что может вращаться вокруг оси *O*. Звездочка *1* при этом неподвижна. В т. *B* цепи *K* установлен ролик *B*, взаимодействующий с кулисой 5. Т. *B* движется по траектории *T*, которая обусловлена, в частности, профилем направляющей *2*. Непрерывное движение звена *2* преобразуется в прерывистое движение звена 5. Останов звена в обеих сх. соответствует перемещению т. *B* при взаимодействии ее со звездочкой *1*.

Анализ Ц. проводят с помощью метода обращения движения.

ЦЕПНОЙ ПОЛЗУННЫЙ М. – устр. для преобразования вращательного движения в поступательное посредством цепной передачи.



С цепью передачи *1* связано звено *4*, размещенное в ползуне *3*. При движении цепи звено *4* двигает ползун *3* вдоль направляющей *2*. Движение ползуна может характеризоваться различными законами в зависимости от расположения цепи. Например, отводные ролики 5 ориентируют участок цепи перпендикулярно направляющим *2*. При прохождении этого участка звеном *4* ползун *3* стоит на месте.

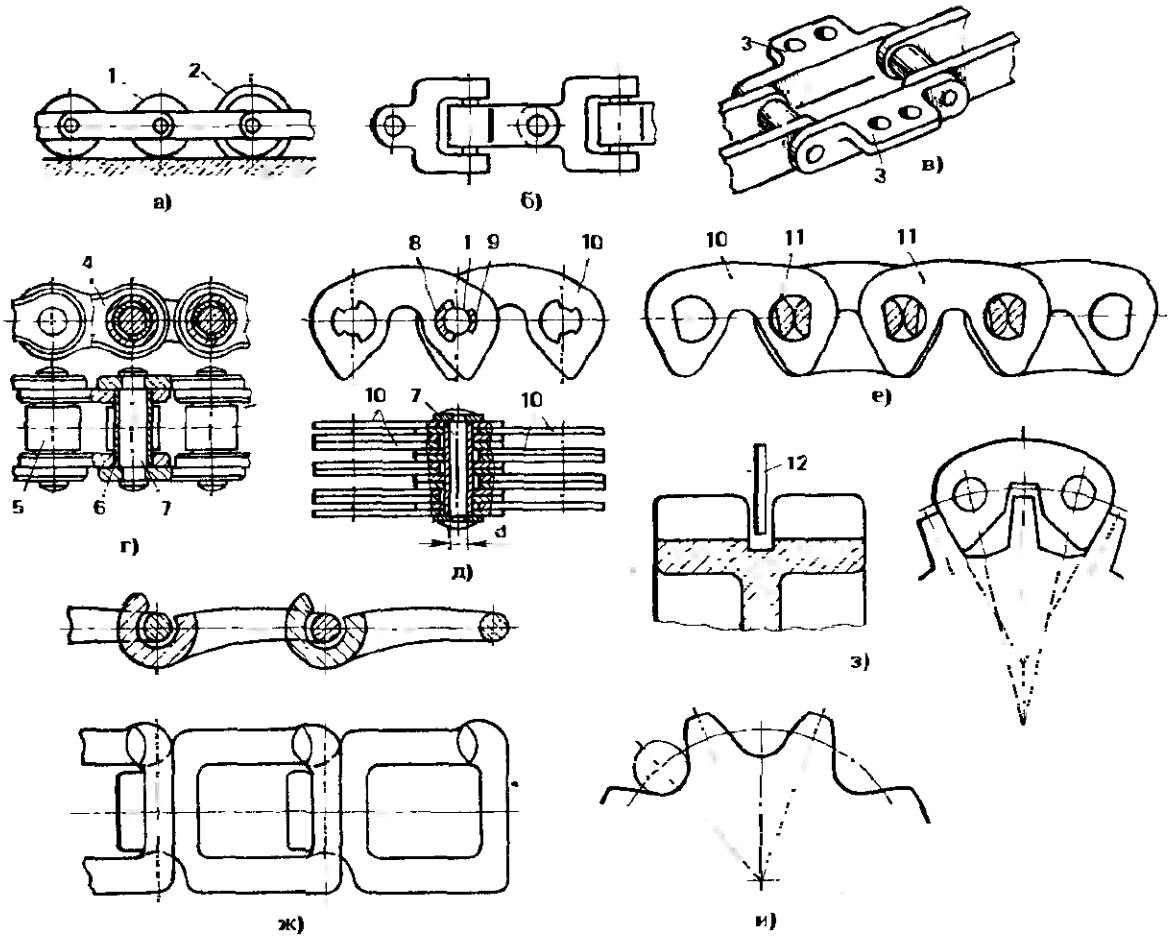
ЦЕПЬ – многозвенная гибкая связь, используемая для подвески, подъема и опускания грузов (грузовые цепи), передачи движения в цепных конвейерах (тяговые цепи) и в цепных передачах (приводные цепи).

Грузовые цепи используют при скорости движения до 0,25 м/с. Их выполняют круглозвенными или пластинчатыми. В пластинчатых цепях параллельно расположенные пластины соединены осями.

Тяговые цепи используют при скорости движения до 2–4 м/с. Наиболее распространены тяговые цепи: втулочные, втулочно-катковые (сх. *а*) с гладкими катками *1* и с гребнями на катках *2*, карданные (сх. *б*), в которых звенья соединены перекрещивающимися между собой осями, и втулочно-роликовые транспортные с отгибными пластинами *3* (сх. *в*).

Приводные цепи используют при скорости движения до 15 м/с и выше. Наиболее распространены приводные цепи: роликовые однорядные (сх. *г*), включающие в себя пластины *4*, оси *7*, втулки *6* и ролики *5*, роликовые многорядные, зубчатые с шарнирами скольжения (сх. *д*), включающими в себя сег-

передачи и f_{zkr} – для одного зубчатого колеса. Ц. с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление,



менты *8* и *9*, оси *7* и пластины *10*, и зубчатые с шарнирами качения (сх. *е*), содержащие перекатывающиеся элементы *11*, крючковые цепи (сх. *ж*). Для зубчатых цепей используют звездочки с прямолинейным профилем зубьев (сх. *з*). Зубчатые цепи удерживаются на звездочках с помощью пластин *12*, расположенных по обеим сторонам или посередине цепи. Для роликовых и крючковых цепей используют звездочки с зубьями, профиль которых очерчен дугами окружностей (сх. *и*).

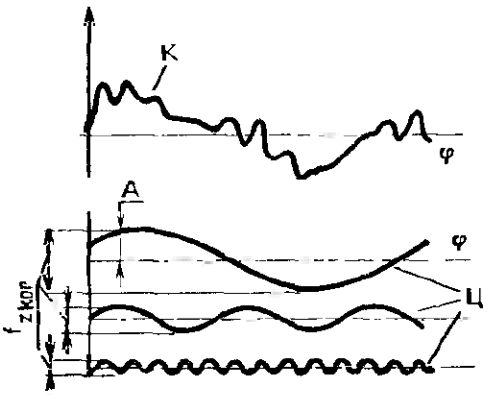
ЦИКЛ (от греч. kyklos – круг) – часть процесса периодического изменения объекта, в начале и конце которого все параметры состояния объекта повторяются.

ЦИКЛ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ – период изменения обобщенной скорости м.

ЦИКЛИЧЕСКАЯ ПОГРЕШНОСТЬ – удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности. Ц. обозначают f_{zkor} для

назывют циклической погрешностью зубцовой частоты.

На сх. обозначения: *К* – график кинематической погрешности передачи, φ – угол поворота зубчатого колеса, *Ц* – гармонические составляющие кинематической погрешности передачи, *А* – амплитуда гармонической составляющей.

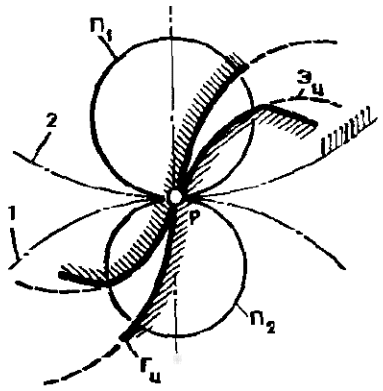


ЦИКЛОВОЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ м. – отношение полезной работы к работе движущих сил в течение цикла установившегося движения м.

ЦИКЛОГРАММА МАШИНЫ – схема согласованности перемещений исполнительных органов в зависимости от времени.

ЦИКЛОИДА – см. *Трохоида.*

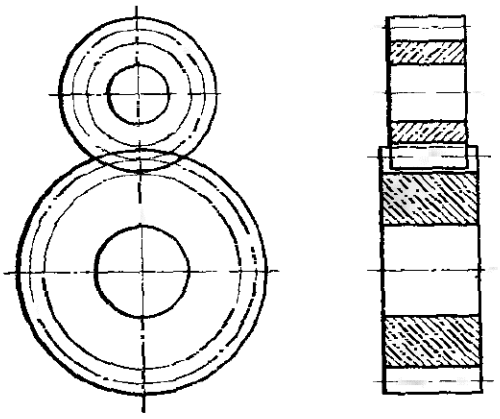
ЦИКЛОИДАЛЬНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление, в котором сопряженные профили зубьев выполнены по циклоидальным кривым.



На сх. Ц (тело зубьев заштриховано). Профили зубьев образуются путем перекатывания производящих окружностей $П_1$ и $П_2$ по начальным окружностям *1* и *2*. Т. *P*, принадлежащая окружности $П_1$, очерчивает головку зуба по эпициклоиде $Э_ц$ ($П_1$ катится по окружности *1*), а т. *P*, взятая на окружности $П_2$, очерчивает ножку зуба по гипоциклоиде $Г_ц$ ($П_2$ также катится по окружности *1*). Аналогично строится профиль зуба второго колеса. Профили взаимно огибаемые.

Ц. характеризуется более высокими по сравнению с эвольвентным зацеплением нагрузочной способностью и износостойкостью зубьев. Это объясняется, в частности, соотношением кривизны зубьев (см. *Приведенный радиус кривизны*) и малыми удельными скольжениями. Однако Ц. чувствительно к изменению межосевого расстояния (погрешностям изготовления, деформациям валов) и сложно в изготовлении. По этим причинам в настоящее время оно применяется редко.

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА – зубчатая передача с параллельными осями, у зубчатых колес которой аксоидные, начальные и делительные поверхности цилиндрические. В Ц. аксоидные и начальные поверхности совпадают.

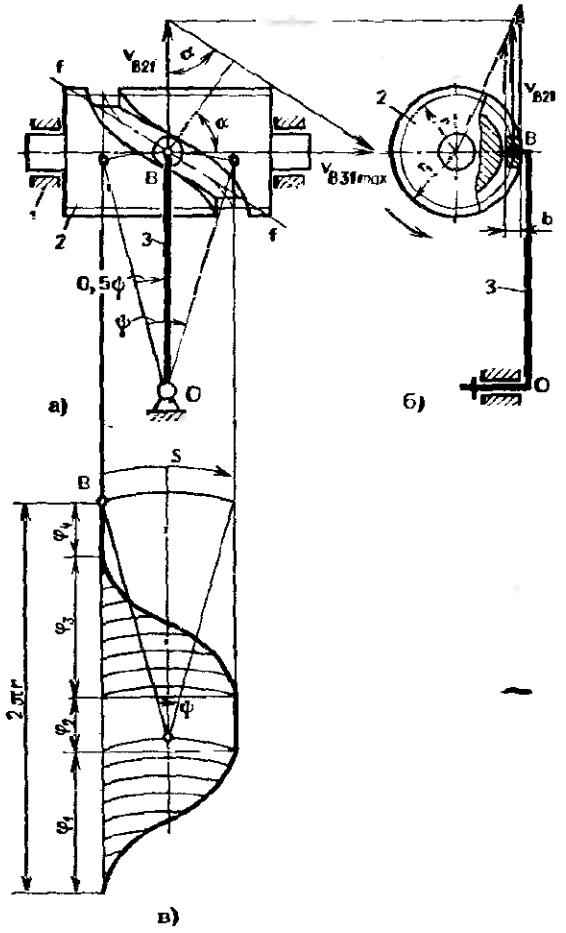


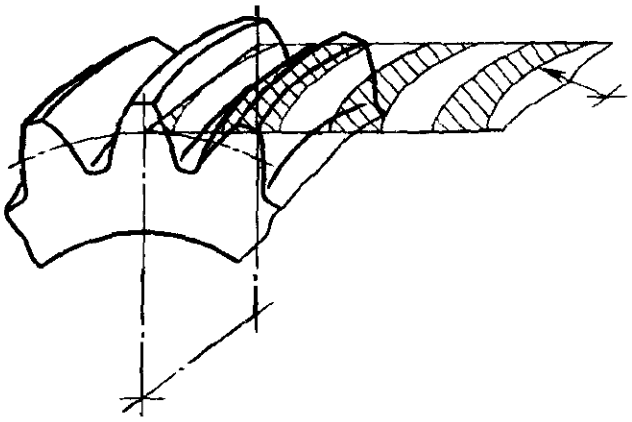
Ц. наиболее распространена из всех зубчатых передач.

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПАРА – двухподвижная пара, допускающая вращательное и поступательное (вдоль оси вращения) движения одного звена относительно другого.

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ КУЛАЧОК – кулачок, у которого линия теоретического профиля лежит на цилиндрической поверхности.

На сх. *а* кулачок *2* может вращаться в опорах стойки *1*.





Коромысло *3* взаимодействует с пазом Ц. посредством ролика с центром в т. *B*. При вращении кулачка скорость $\bar{v}_{B_{32}}$ т. *B* звена *3* относительно звена *2* направлена вдоль касательной *ff* к линии теоретического профиля. Реакция в точке контакта ролика с пазом направлена по нормали к *ff* и под углом α к оси кулачка. Угол α – угол давления для коромысла *3*. Скорость т. *B* звена *3* может быть представлена как сумма окружной скорости $\bar{v}_{B21}$ и скорости $\bar{v}_{B32}$: $\bar{v}_{B31} = \bar{v}_{B21} + \bar{v}_{B32}$. В положении на сх. скорость $\bar{v}_{B31}$ максимальна и обозначена $\bar{v}_{B31\max}$.

Коромысло совершает качательное движение относительно т. *O* с размахом ψ.

Развертка линии теоретического профиля кулачка, соответствующая функции положения м., дана на сх. *в* в зависимости от углов поворота кулачка φ_1, φ_2, φ_3 и φ_4, причем φ_1 и φ_3 соответствуют качанию коромысла, а φ_2 и φ_4 – его выстоям. Наибольшая дуга перемещения т. *B* обозначена *s*. Для функции положения одна из осей координат на сх. *в* криволинейная, а для развертки обе оси прямые. Только при таком условии кривые совпадают. Чтобы перевести функцию положения в прямолинейную систему, нужно на прямолинейной оси отложить соответствующие длины дуг. Действительный профиль имеет паз шириной, соответствующей диаметру ролика, и глубиной *h* (сх. *б*). Наибольший радиус цилиндра обозначен r_1, средний радиус *r* соответствует поверхности, на которой расположена линия теоретического профиля. Скорости т. паза $\bar{v}_{B21}$ различны по высоте паза, что обусловливает геометрическое скольжение т. ролика. Для уменьшения геометрического скольжения ролик выполняют бочкообразным.

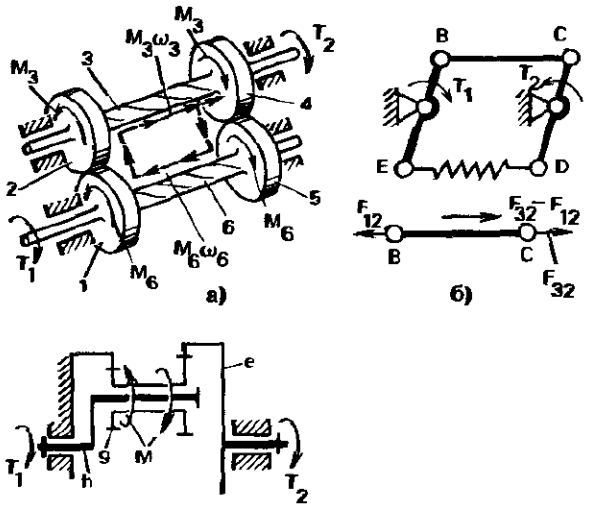
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ ЗУБЬЯМИ – цилиндрическое зубчатое колесо, теоретические линии зубьев которого на развертке делительной поверхности отличны от прямых.

Ц., у которого теоретические линии зубьев на развертке делительной поверхности являются дугами окружностей, наз. цилиндрическим зубчатым колесом с круговыми зубьями. Зубчатая передача, составленная из Ц., характеризуется высокой несущей способностью.

ЦИРКУЛЯЦИЯ ЭНЕРГИИ (илл. *Циркуляция мощности*) – явление, возникающее в замкнутой кинематической цепи, при котором силовые факторы, вызывающие деформации отдельных звеньев, превышают силовые факторы, вызывающие движение звеньев. При Ц. произведение силового фактора, вызывающего деформацию звена, на перемещение этого звена за цикл установившегося движения превышает энергию, подводимую к м.

В сх. *а* пары колес *1* и *2*, *4* и *5* собраны так, что валы *3* и *6* предварительно закручены. Крутящий момент обозначен M_3 для вала *3* и M_6 – для вала *6*. Вращающий момент T_1 уменьшает деформацию вала *6* и увеличивает деформацию вала *3* при наличии момента T_2. В испытательных стендах момент $T_2 = 0$, а момент T_1 сообщает движение звеньям и преодолевает лишь силы трения. Крутящий момент M_6 может во много раз превышать вращающий момент T_1, причем $M_6\omega_1 > T_1\omega_1$, где ω_1 – угловая скорость звена *1*. Направление Ц. обозначено стрелками и представлено в виде произведений $M_6\omega_6$ и $M_3\omega_3$, где ω_6 и ω_3 – угловые скорости соответственно звеньев *6* и *3*. Эти произведения наз. замкнутой мощностью.

В сх. *б* звено *BC* предварительно нагружено (растянуто) посредством пру-



жины *DE*. Приложение вращающего момента T_1 приводит к уменьшению деформации звена *BC* и дополнительному растяжению пружины *DE*. Усилие, сообщающее движение, меньше, чем силы, деформирующие звенья *BC* и *DE*. Поскольку реакция в кинематических парах (F_{12} и F_{32}) больше усилия ($F_{32} - F_{12}$), требуемого для сообщения движения, при Ц. имеют место большие потери энергии на трение.

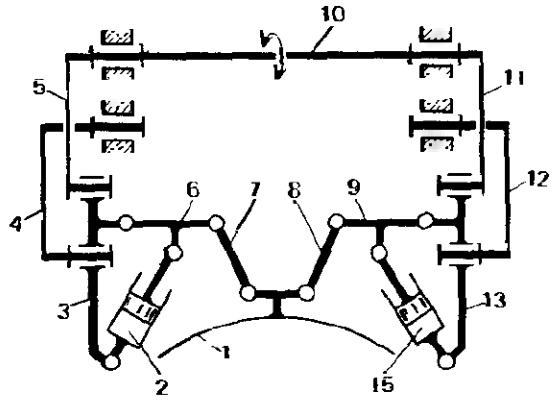
Эффект Ц. используют в замкнутых испытательных стендах, а также в м. для получения больших передаточных отношений.

В сх. *в* (в отличие от сх. *а* и *б*) сателлит *g* в процессе движения закручивается моментом *M*. Произведение $M\omega_g$ намного превышает мощность $T_1\omega_h$, где ω_g и ω_h — угловые скорости соответственно сателлита *g* и водила *h*. В м. при этом очень медленно вращается звено *e*, нагруженное моментом T_2. У такого м. очень низкий КПД (см. *Планетарная передача*).

Ч

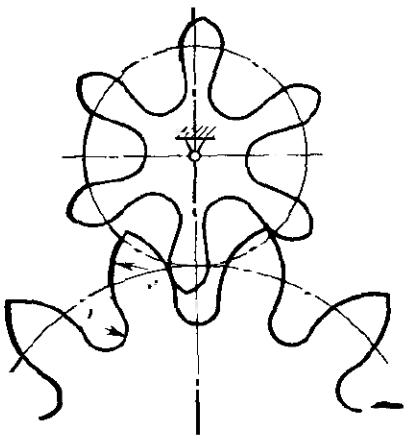
ЧАЕСБОРОЧНОЙ МАШИНЫ М. — устр. для соединения с шасси машины и для ориентации чаесборочного агрегата относительно обрабатываемых кустов.

Чаесборочный агрегат *1* подвешен на тягах *7* и *8* к коромыслам *6* и *9* соответственно. Коромысла присоединены к звеньям *3* и *13* и приводятся гидроцилиндрами *2* и *15* соответственно. Звено *3* связано через коромысла *4* и *5* с шасси машины. Звенья *3*, *4*, *5* и стойка (шасси) образуют параллелограмм. Аналогично связаны с шасси звено *13* через коромысла *11* и *12*. Коромысла *5* и *11* жестко соединены между собой валом *10*.



Поворачивая вал *10*, поднимают или опускают звенья *3* и *13* вместе с чаесборочным агрегатом. Агрегат при движении отслеживает контуры обрабатываемого куста с помощью гидроцилиндров *2* и *15*. При этом обеспечивается вертикальное движение агрегата и его поворот в вертикальной плоскости.

ЧАСОВОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ — приближенное циклоидальное зацепление, в котором циклоидальные кривые заменены дугами окружности ρ_1, ρ_2 и отрезками прямых. Основное достоинство Ч. — малые углы давления и, следовательно,



требуются незначительные силы для проворота зубчатых колес в маломощных ускоряющих м.

ЧЕБЫШЕВА ФОРМУЛА – зависимость между числом подвижных звеньев n и числом одноподвижных вращательных пар (шарниров) p_V для плоского шарнирного м. с числом степеней свободы $w = 1$ (предложена П. Л. Чебышевым в 1869 г.):

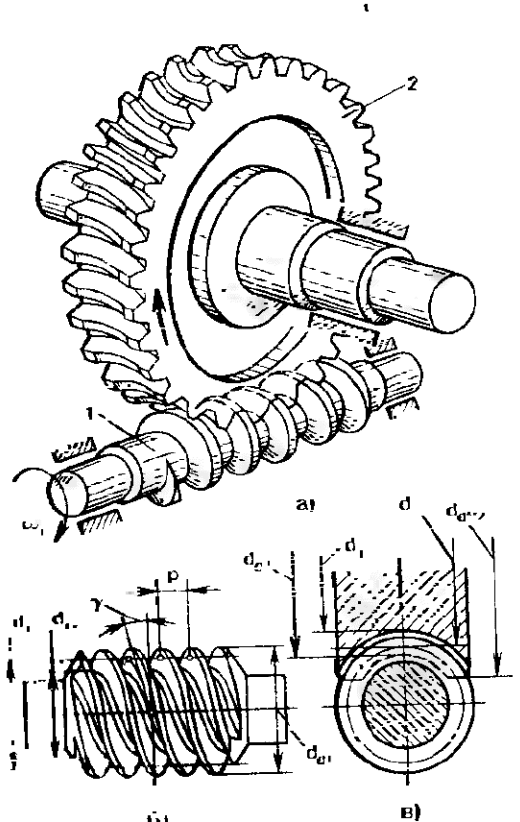
$$3n - 2p_V = 1.$$

Ч. представляет собой частный случай формулы А. П. Малышева (см. *Число степеней свободы*). Она применима также для м. с поступательными парами.

ЧЕРВЯК – см. *Червячная передача.*

ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА – гипоидная зубчатая передача второго рода, в которой начальные и делительные поверхности зубчатых колес отличны от конических и шестерня имеет винтовые зубья. Ч. представляет собой м. для передачи вращения между валами со скрещивающимися осями посредством винта (червяка) и сопряженного с ним червячного колеса.

Ч., как и зубчатая передача, имеет начальные и делительные поверхности. Обычно это поверхности цилиндров. Особый вид Ч. представляет глобоидная передача, у которой делительная поверхность червяка является вогнутой поверхностью тора (см. *Глобоидная передача*).



Ч. представляет собой разновидность винтовой зубчатой передачи и характеризуется тем, что поверхности зубьев колеса *2* огибают на определенном угле поверхности витков червяка *1* (см. *а*) и контактируют с витками червяка по линии, благодаря чему повышается несущая способность передачи.

Ч. характеризуется передаточным числом $u = \frac{z_2}{z_1}$, где z_2 – число зубьев колеса (обычно $z_2 \approx 18 \div 300$); z_1 – число заходов винта на червяке (обычно $z_1 = 1 \div 4$), а также передаточным отношением $i = \omega_1/\omega_2 = u$, где ω_1 и ω_2 – угловые скорости соответственно червяка и колеса.

Ч. позволяет получать большие передаточные отношения (до 300), но имеет сравнительно низкий КПД (0,50–0,85). КПД тем выше, чем больше угол винтовой линии червяка, вычисляемый следующим образом (см. *б*):

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{pz_1}{\pi d_1} = \operatorname{arctg} \frac{mz_1}{d_1},$$

где p – шаг червяка; d_1 – делительный диаметр червяка; m – модуль. Чем меньше угол γ, тем более вероятно явление самоторможения при ведущем червячном колесе.

Это следует из выражений КПД при ведущем червяке $\eta_{1-2} = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$ и при ведущем колесе $\eta_{2-1} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg}\gamma}$, которые получены из отношения окружных составляющих реакций в зацеплении при ведущем червяке без учета трения $F_{t1} = F_{x1}\operatorname{tg}\gamma$ и с учетом трения $F_{t1} = F_{x1}\operatorname{tg}(\gamma + \rho)$, где F_{x1} – осевая составляющая реакции на червяк со стороны колеса, ρ – угол трения; при ведущем колесе без учета трения $F_{t2} = F_{x2}\operatorname{ctg}\gamma$ и с учетом трения $F_{t2} = F_{x2}\operatorname{ctg}(\gamma - \rho)$, где F_{x2} – осевая составляющая реакции на колесо со стороны червяка. При этом $F_{x1} = -F_{x2}$; $F_{t2} =$

$= -\bar{F}_{x1}$; $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$; $F_{t2} = \frac{2T_2}{mz_2}$, где T_1 и T_2 – вращающий момент на червяке и на колесе соответственно, причем $T_2 = T_1 u \eta_{1-2}$ – при ведущем червяке, $T_1 = \frac{T_2}{u}\eta_{2-1}$ – при ведущем колесе.

Размеры червяка и колеса определяют следующим образом. Для червяка делительный диаметр $d_1 = qm$, где q – коэффициент диаметра (обычно $q = 8 \div 25$); диаметр вершин $d_{a1} = d_1 + 2h^*_{a1}m$, где h^*_{a1} – коэффициент высоты головки (см. *Исходный контур*); диаметр впадин $d_{f1} = d_1 - 2h^*_{f1}m$, где h^*_{f1} – коэффициент высоты ножки (обычно $h^*_{f1} = 1{,}2$).

Для колеса (см. *в*) делительный диаметр $d_2 = mz_2$; средний диаметр вершин (в средней торцовой плоскости) $d_{a2} = d_2 + 2(h^*_a + x)m$, где x – коэффициент смещения исходного контура; средний диаметр впадин $d_{f2} = d_2 - 2h^*_f m + 2xm$; наибольший диаметр вершин

$$d_{aM2} \leqslant d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Межосевое расстояние $a_w = 0{,}5m \times (q + z_2 + 2x)$.

Ч. выполняют с различным профилем витка червяка: конволютным, эвольвентным, архимедовым червяком и др.

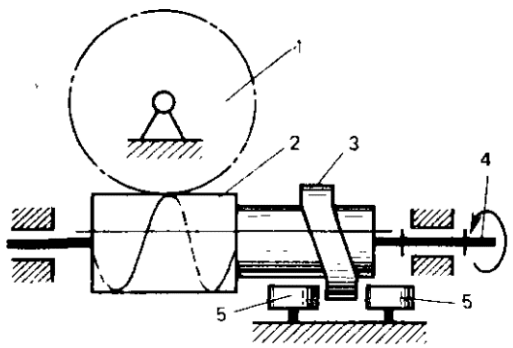
Ч. применяют в приводах с редким и кратковременным включением.

ЧЕРВЯЧНОЕ КОЛЕСО – см. *Червячная передача*.

ЧЕРВЯЧНО-КУЛАЧКОВЫЙ М. – червячная передача с червяком, перемещаемым посредством кулачкового м.

Ч. позволяет получать переменную угловую скорость червячного колеса при постоянной угловой скорости червяка.

Червячное колесо *1* приводится во вращение червяком *2* от входного вала *4*.



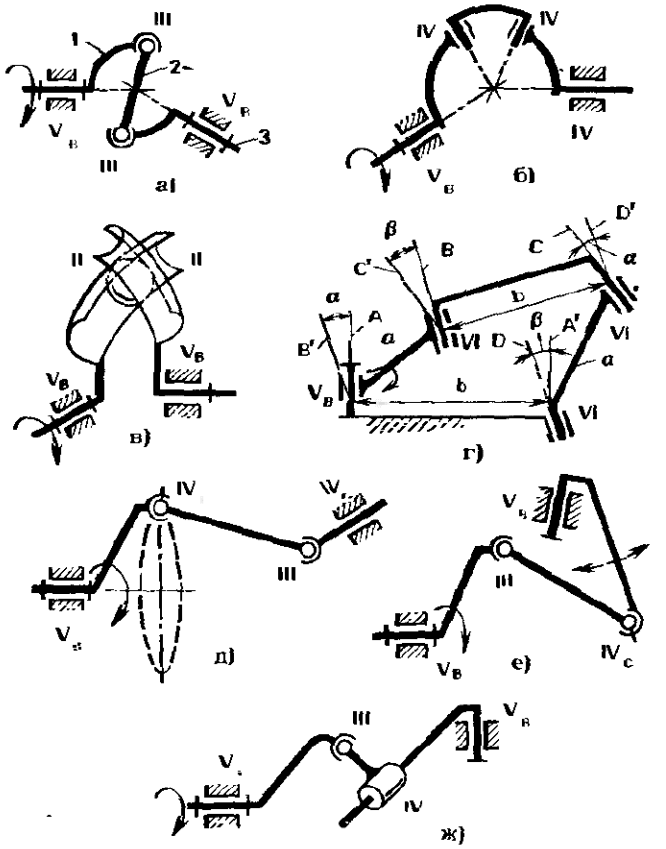
Червяк установлен на валу так, что может перемещаться в осевом направлении. Червяк жестко соединен с цилиндрическим кулачком *3*, который взаимодействует с роликами *5*, оси которых неподвижны. При перемещении на один оборот, равный ходу винта червяка, червячное колесо в течение половины цикла неподвижно. При этом соответствующий участок кулачка должен быть выполнен по винтовой линии, симметричной винтовой линии червяка. Перемещение червяка на величину, меньшую или большую хода винта червяка, приводит к неравномерному и даже реверсивному движению червячного колеса.

ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ М. – рычажный м., содержащий одно неподвижное и три подвижных звена, совершающих движения, не параллельные одной и той же неподвижной плоскости.

В зависимости от вида входного и выходного звеньев различают Ч.: двухкривошипный (см. *а*, *б*, *в*), двухкоромысловый (см. *г*), кривошипно-ползунный (см. *д*), кривошипно-коромысловый (см. *е*), кривошипно-кулисный (см. *ж*) и др. Эти названия условны в приложении к приведенным схемам. Например, при определенных соотношениях размеров звеньев см. *г* может характеризовать кривошипно-коромысловый или двухкривошипный м.

См. *а*, *б* и *в* характеризуются пересечением осей вращения входного и выходного звеньев. Эти м. относятся к сферическим. Они эквивалентны сферическому шарниру со штифтом, т. е. двухподвижной кинематической паре, позволяющей передавать вращение между звеньями *1* и *3* при их несоосности. Это свойство используется в компенсирующих муфтах.

В см. *а* звенья образуют две одноподвижные вращательные цилиндрические пары $V_в$ и две трехподвижные сферические пары *III*. Промежуточное звено *2* может свободно вращаться



вокруг своей оси. Это лишняя, но не вредная степень свободы. При передаче нагрузки характер движения этого звена под действием сил трения будет соответствовать условию минимальной энергии потерь на трение.

В сх. *б* использованы вращательные цилиндрические пары. Двухподвижные пары *IV* допускают осевые перемещения для компенсации погрешностей изготовления и деформаций звеньев. Ч. по сх. *б* наз. шарнирной муфтой.

В сх. *в* между желобами входного и выходного звеньев установлен шар, образующий с этими звеньями четырехподвижные высшие пары *II*. Число степеней свободы данного м. равно 4, из них 3 степени подвижности лишние — характеризуют вращение шара и не влияют на определенность движения других звеньев. Сх. *в* используют в шаровой синхронной муфте.

Сх. *г* имеет цилиндрические пары $V_в$ и *IV*, оси которых не пересекаются и непараллельны друг другу. Частный случай этой сх. — м. Беннета. В нем все пары только вращательные. Для существования такого м. необходимо, чтобы кратчайшие расстояния между осями пар и углы между осями пар в противоположных звеньях были одинаковыми. На сх. *г* упомянутые одинаковые расстояния (условно длины звеньев) обозначены одинаковыми буквами *a* и *b*, а углы α и β. *A*, *B*, *C* и *D* — оси шарниров, а *A'*, *B'*, *C'* и *D'* — параллельные им линии в соседних шарнирах. Указанные параметры для м. Беннета связаны зависимостью $\frac{\sin\alpha}{a} = \frac{\sin\beta}{b}$. Для исключения избыточных связей три пары из четырех должны быть двухподвижными (на сх. *г* обозначены *IV*). Они допускают осевые перемещения для компенсации погрешностей изготовления и деформаций звеньев.

Сх. *г* позволяет решать большое число разнообразных задач по передаче движения, по получению требуемых траекторий шатуна. При больших углах поворота входного и выходного звеньев сх. *г* характеризуется значительными потерями на трение, так как в процессе поворота углы давления изменяются в широких пределах.

В сх. *д*, *е*, *ж* использованы одноподвижные вращательные $V_в$ и поступательные $V_п$ пары, двухподвижные сферические IV_c и цилиндрические *IV* пары, трехподвижные пары *III*.

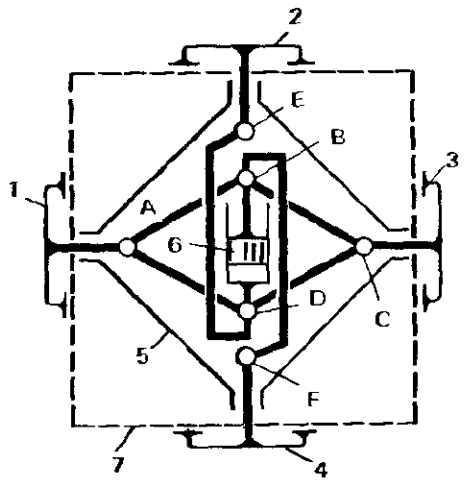
Ч. по сх. *д*, *е*, *ж* широко применяют в с. х. и швейных машинах, а также в полиграфических, текстильных и др. машинах для передачи и преобразования движений звеньев.

ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ШАРНИРНЫЙ М. — см. *Шарнирный четырехзвенный м.*

ЧЕТЫРЕХПОДВИЖНАЯ ПАРА — кинематическая пара с четырьмя степенями свободы в относительном движении ее звеньев.

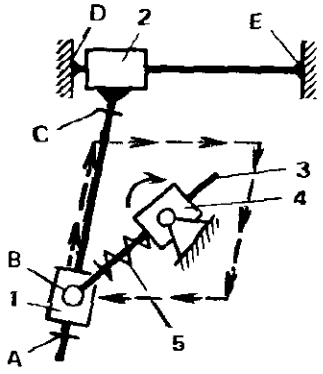
ЧЕТЫРЕХСТОРОННЕЕ ЗАХВАТНОЕ УСТР. — рабочее оборудование грузоподъемного крана или манипулятора, обеспечивающее зажатие с четырех сторон перемещаемого объекта типа плиты.

На сх. показан вид сверху на Ч. Все устр. подвешено на канате крана или



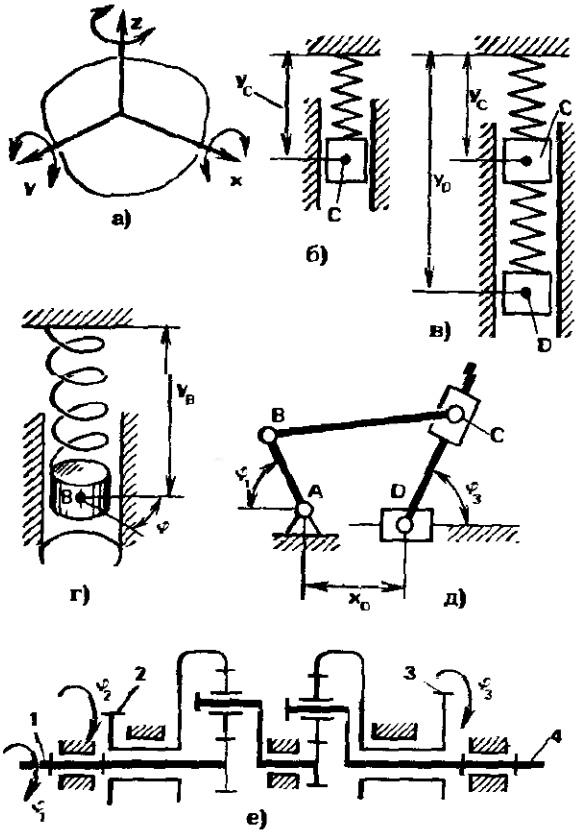
выходном звене манипулятора за корпус *5*. Управляется Ч. гидроцилиндром *6*. Губки *1* и *3* присоединены шарнирно в т. т. *A* и *C* к ромбовидной кинематической цепи *ABCD*. К ней же в т. т. *B* и *D* через звенья *ED* и *BF* присоединены губки *2* и *4*. Гидроцилиндр *6* установлен по диагонали кинематической цепи *ABCD*. Раздвигая гидроцилиндром т. т. *B* и *D*, перемещают все четыре губки к центру и зажимают объект *7*.

ЧЕТЫРЕХУГОЛЬНОГО КОНТУРА ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ – получение траектории т. звена м. в виде четырехугольника.



От входного звена – кулисы *4* движение передается шатуну *3*, который связан шарнирно в т. *C* со звеном *1*. Звено *1* соединено с ползуном *2* поступательной парой. Полученный м. имеет две степени свободы. Определенность движения обусловлена наличием упоров *A*, *C*, *D*, *E*, положение которых можно регулировать, и пружины *5*, обеспечивающей силовое замыкание м. Пружина *5* все время обеспечивает прижатие звена *1* или звена *2* к одному из упоров. Т. *B* при этом движется по четырехугольной траектории, обозначенной штриховыми стрелками.

ЧИСЛО СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ – число независимых между собой возможных перемещений механической системы. Для м., все связи которого голономные, Ч. – число обобщенных координат.



Для твердого тела, свободно движущегося в пространстве, Ч. равно шести: три поступательных вдоль осей *x*, *y*, *z* и три вращательных вокруг этих осей (*сх. а*). Для звеньев, входящих в кинематическую пару, Ч. всегда меньше шести, так как условия соприкосновения (связей) уменьшают число возможных перемещений одного звена относительно другого: одно звено не может внедряться в другое и не может от него удаляться.

Ч. равно числу обобщенных координат системы, если все связи в системе геометрические и, следовательно, налагают ограничения только на положения звеньев. Число обобщенных координат таково, чтобы однозначно определить положение всех элементов (звеньев) системы

Например, положение ползуна C на сх. *б* определяется одной координатой y_C, положение двух ползунов на сх. *в* — двумя координатами y_C и y_D, положение звена B на сх. *г* — координатами y_B и φ. В рычажном м. на сх. *д* положение всех звеньев однозначно определено, если задать углы φ_1, φ_3 и координату x_D. Могут быть заданы и положения др. звеньев, но не более трех в данном случае, так как если задать больше координат, то они будут уже взаимозависимы. Удобнее задавать координаты относительно стойки. В планетарном механизме на сх. *е* положение ведомого звена *4* будет определенным, если задать положения трех звеньев *1*, *2*, *3* (углы φ_1, φ_2 и φ_3). В примерах на сх. *б* Ч. равно единице, на сх. *в*, *г* — двум, на сх. *д*, *е* — трем.

Ч. пространственного механизма определяют с помощью формулы А. П. Малышева:

$$w = 6n - 5p_V - 4p_{IV} - 3p_{III} - 2p_{II} - p_I,$$

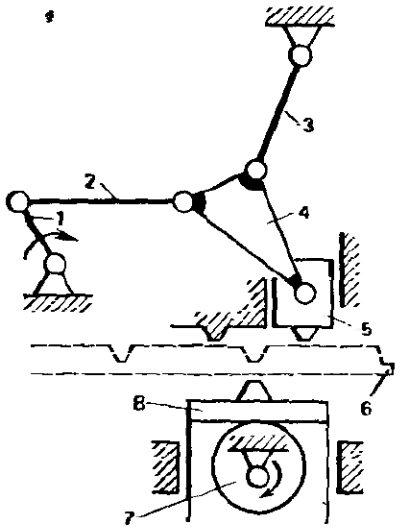
где n — число подвижных звеньев; $6n$ — общее число степеней свободы звеньев без учета их взаимосвязи; p_V, p_{IV} — число кинематических пар V, IV, ... классов; $5p_V$, $4p_{IV}$ — число связей, накладываемых на звенья в соответствующих кинематических парах.

Для плоского механизма используют формулу $w = 3n - 2p_V - p_{IV}$, так как в плоском движении положение твердого тела определяется тремя координатами, а число накладываемых связей равно двум для пар V класса и одной для пар IV класса.

При подсчете Ч. с помощью приведенных формул следует исключать дублирующие (пассивные, избыточные) связи и лишние (местные) степени свободы.

ЧУШКОЛОМАТЕЛЯ М. (металлург.) устр. для отделения (отламывания) чугунных чушек.

Ползун *2*, приводимый через рычажный механизм от кривошипа *1*, надавливает на чушку *6*, поджатую столом *8*,



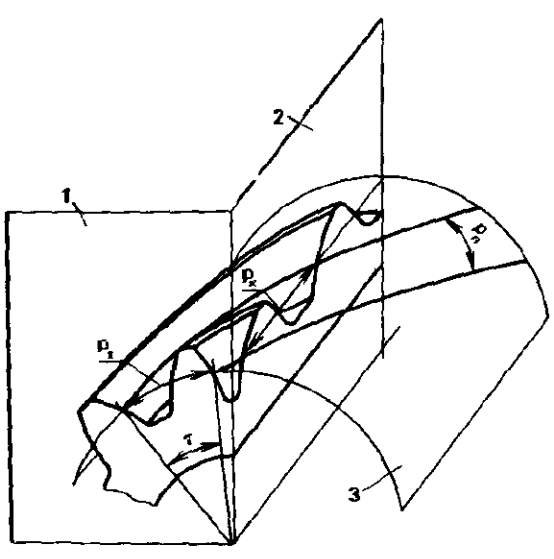
который предварительно установлен кулачком *7*.

У рычажного м. пять подвижных звеньев. Звенья *2*, *3*, *4* и *5* образуют структурную группу III класса.

Ш

ШАГ ЗУБЬЕВ — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев.

На сх. показаны сечения зубьев колеса осевой *2*, торцовой *1* плоскостями. Дана также одна из соосных цилиндрических поверхностей, например делительная поверхность *3*. Различают Ш. окружной p_t, осевой p_x, нормальный p_n. В зависимости от вида поверхности *3* каждый из перечисленных шагов может быть делительным, начальным и т. п. Центральный угол, соответствующий дуге p_t, называют угловым шагом τ, $\tau = 2\pi/z$, где z — число зубьев.

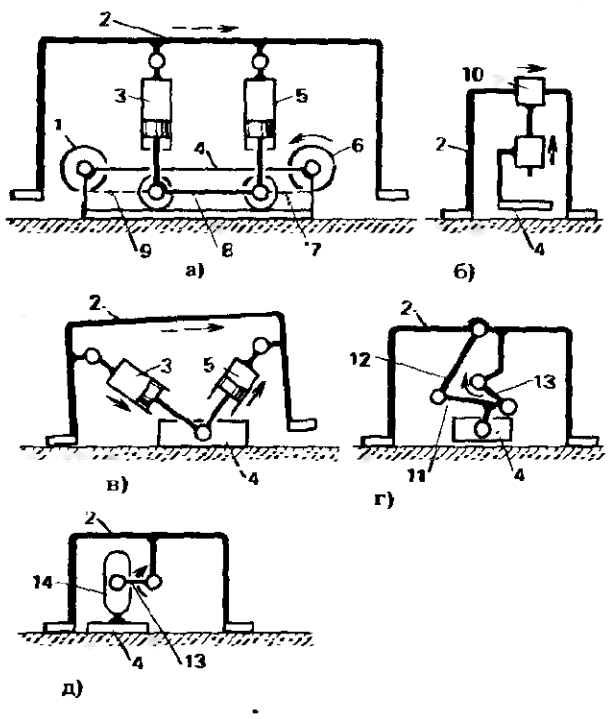


ШАГ РЕЗЬБЫ – расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля резьбы в осевом направлении. Ш. обозначают *S*.

ШАГАЮЩИЙ ХОД – устр. для передвижения экскаваторов, отвалообразователей и др. машин поочередной перестановкой опорных частей в направлении движения.

С платформой *2* кинематически связаны боковые лыжи *4*. Поочередно машина опирается на лыжи (сх. *а*, *в*), а затем – на платформу (сх. *б*, *г*, *д*). За время опирания на лыжи платформа поднимается и перемещается по ходу движения, за время опирания на платформу лыжи поднимаются и перемещаются также по ходу платформы. После этого цикл повторяется.

На сх. *а* лыжа *4* установлена на тележке *8*, а с тележкой соединены штоки гидроцилиндров *3* и *5*, шарнирно связанных с платформой *2*. На сх. *а* показано, что платформа *2* поднята и на тележке перемещается вдоль лыжи. Тележку подтягивают к правому краю лебедкой *6* посредством каната *7*. После этого с помощью цилиндров *3* и *5* опускают платформу на землю и поднимают тележку вместе с лыжей. Лыжу с помощью каната *9* лебедкой *1* подтягивают вправо. Затем снова опускают тележку с лыжей, поднимают платформу и цикл повторяется.



На сх. *б* тележка *10* непосредственно установлена на направляющей платформе, а между тележкой и лыжей расположено подъемное устр.

На сх. *в* лыжа *4* связана с платформой посредством гидроцилиндров *3* и *5*, расположенных под углом друг к другу. Поднимается и перемещается платформа, а затем лыжа при одновременной работе гидроцилиндров по определенной программе. При этом платформа поднимается только с одного края и подтягивается к лыже. Аналогично перемещается платформа при использовании сх. *г* и *д*.

В сх. *г* использован кривошипно-коромысловый м., с шатуном *11* которого шарнирно связана лыжа. Привод соединен с кривошипом *13*, а коромысло *12* шарнирно связано с шатуном и платформой.

В сх. *д* приводной кривошип *13* выполнен в виде эксцентрика, на котором подвешена лыжа *4*. Чтобы не поднимать высоко лыжу и платформу, предусмотрено, что эксцентрик взаимодействует с лыжей через вертикальный паз *14*.

ШАГОВОГО КОНВЕЙЕРА м. – устр., служащее для перемещения изделий путем их периодического перекладывания на направляющих.

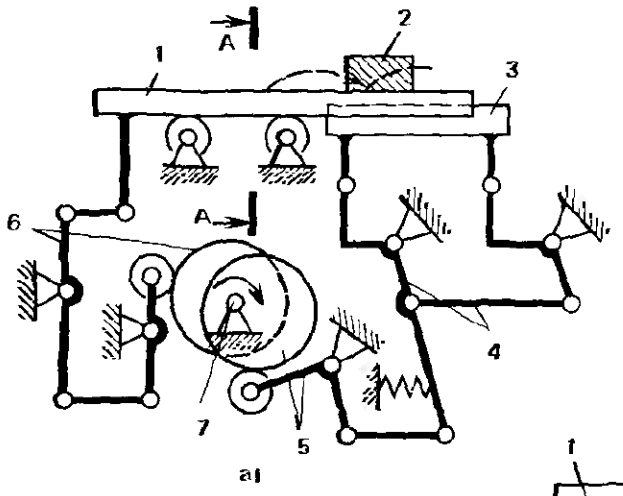
У Ш. (сх. *а*) две направляющие: *1* и *3*. Направляющая *1* выполнена в виде двух параллельно расположенных полозьев (сх. *б* – вид с торца), между которыми размещена направляющая *3*. Перемещаемый груз *2* устанавливают на направляющую *1*. Она совершает возвратно-поступательное движение. Привод осуществляется от ведущего вала *7* (см. сх. *а*) через кулачковый м. *6*. Когда направляющая *1* перемещается в заданном направлении (см. сх. *а*, направо), то груз *2* лежит на ней и перемещается вместе с ней. В конце рабочего хода направляющей *1* груз *2* принимается направляющей *3*. В это время направляющая *1* возвращается в начальное положение. Направляющая *3* пер

мещает груз в продольном направлении, а затем опускает его на направляющую *1* и процесс повторяется. За каждый цикл груз перемещается на расстояние, равное сумме рабочих ходов направляющих *1* и *3*.

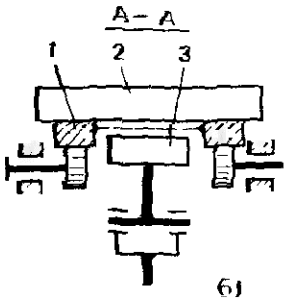
Направляющая *3* подвешена с помощью м. параллельных коромысел — параллелограмма *4*, что обеспечивает ее поступательно-круговое перемещение. Привод м. осуществляется от ведущего вала *7* через кулачковый м. *5*. Привод от одного вала обеих направляющих обеспечивает их согласованное движение.

На сх. *в* направляющие *10* и *11* установлены параллельно. Направляющие *10* закреплены на продольных балках *8* и *9*, направляющие *11* — на продольных балках *12*. На направляющих поперек их движения укладывают длинномерный прокат.

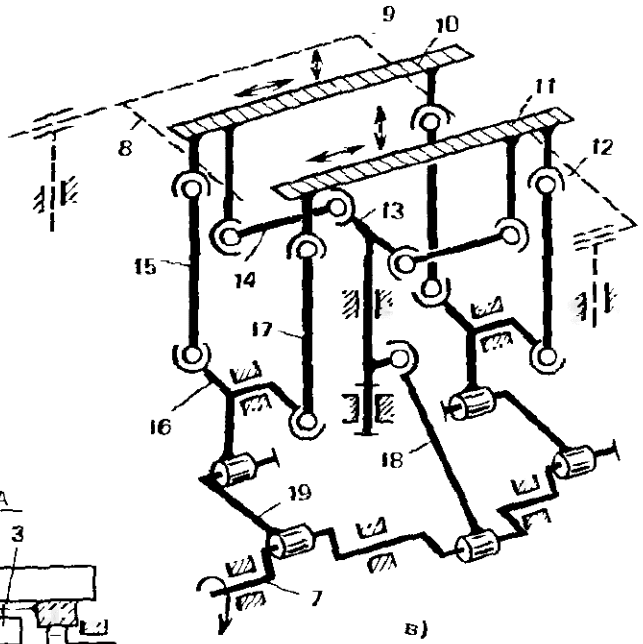
На сх. показана одна пара направляющих, приводимых в движение посредством многозвенного пространственного м. от одного коленчатого вала *7*. Таких пар параллельно устанавливают несколько. В отличие от сх. *а* обе направляющие движутся по одинаковой траектории, но циклы их движения смещены на 1/2 цикла. Поочередно перемещаются направляющие в вертикальном направлении от вала *7* через шатун *19*, коромысло *16* и звенья *15*, *17*. Звенья *7*, *19*, *16* образуют кривошипно-ползунный м. Параллельно установлено два таких м. Плечи коромысла *16*, взаимодействующие со звеньями *15*, *17*, имеют одинаковую длину и развернуты на 180°.



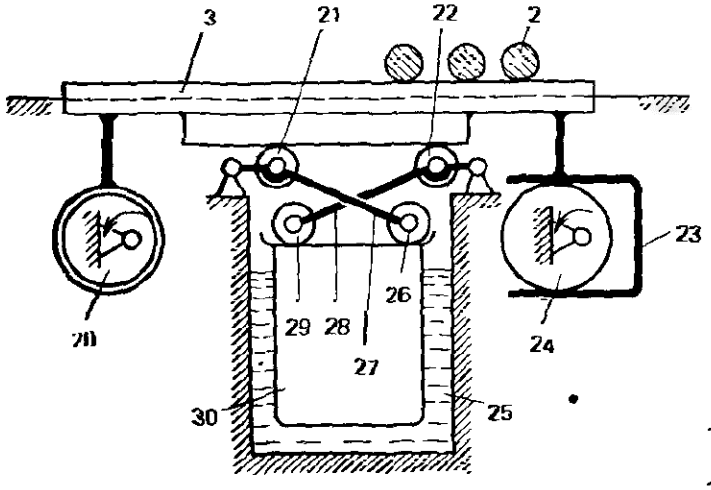
а)



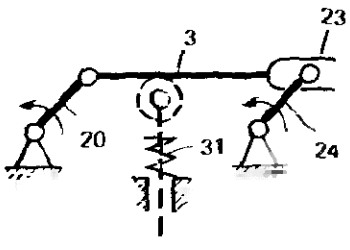
б)



в)



г)



д)

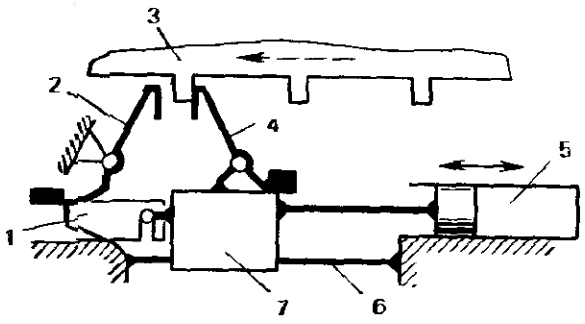
При качании коромысла *16* поочередно поднимаются и опускаются направляющие *10*, *11*. Для поступательного перемещения направляющих каждая из них приводится от двух параллельно расположенных м.

Поочередная подача осуществляется от вала *7* через шатун *18*, коромысло *13*, имеющее вертикальную ось качания, и тяги *14*. Плечи коромысла *13* также развернуты на 180°, что обеспечивает движение вперед направляющей *10* при движении назад направляющей *11*, и наоборот. При движении вперед направляющая поднимается и перемещает груз вперед, в то время как вторая направляющая опускается и движется назад. Затем роли направляющих меняются и груз перемещается другой направляющей. Движения направляющих согласованы благодаря приводу от общего вала *7*.

На сх. *г* подвижная направляющая поднимается над неподвижной направляющей, перемещает изделия *2* (прокат), затем опускает их на неподвижную направляющую и возвращается в начальное положение. Привод осуществляется вращением двух кривошипов *20* и *24*, выполненных в виде эксцентриков с подшипниками большого диаметра. Направляющая *3* и кривошипы *20*, *24* образуют двухкривошипный м. (сх. *д*), в котором во избежание рассогласованного воздействия на направляющую обоих кривошипов кривошип *24* соединен с направляющей двухподвижной парой. Направляющая имеет на конце вилку *23*, охватывающую эксцентрик *24*. Полученный таким образом м. имеет две степени свободы.

Особенностью данной сх. является использование специального устр. уравновешивания. Вес направляющей *3* с грузом передается через ролики *21* и *22*, рычаги *27* и *28* и ролики *29*, *26* на поплавок *30*, установленный в емкости с жидкостью *25*. Изменяя уровень жидкости в емкости, регулируют величину уравновешивающей силы в процессе работы Ш. Принципиально м. уравновешивания показан на сх. *д* в виде пружины *31*.

ШАГОВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ М. – устр., обеспечивающее периодическое перемещение выходного звена на одну и ту же величину и в одну и ту же сторону и стопорение выходного звена во время его остановки.

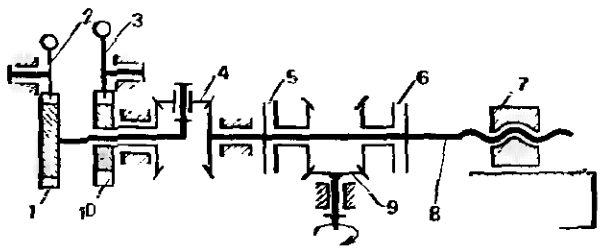


Выходное звено – рейка *3* с выступами приводится в движение гидроцилиндром *5*. Поршень гидроцилиндра сообщает возвратно-поступательное движение ползуну *7* вдоль направляющей *6*.

При движении ползуна *7* влево рычаг *4* толкает рейку влево, контактируя с ее упором. В конце хода клин *1* поворачивает рычаг *2* и фиксирует его положение. Выступ рейки зажимается между рычагами *2*, *4*, и рейка удерживается в застопоренном положении.

Для последующего хода ползун перемещается вправо. Последующий выступ рейки поворачивает рычаг *4*, а затем рычаг возвращается в прежнее положение под действием противовеса и готов к взаимодействию с выступом. В то же время рычаг *2* уже не удерживается клином *1* и под действием противовеса поворачивается и не препятствует дальнейшему движению рейки.

ШАГОВЫЙ М. – м., в котором выходное звено совершает движение в одном направлении с периодическими остановками при однонаправленном движении

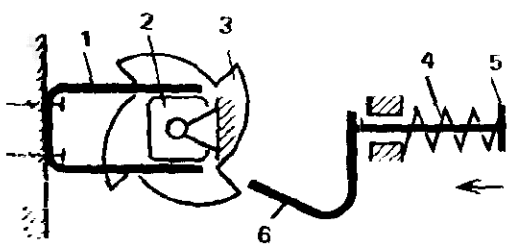


входного звена (см. также *Анкерный м., Мальтийский м.*).

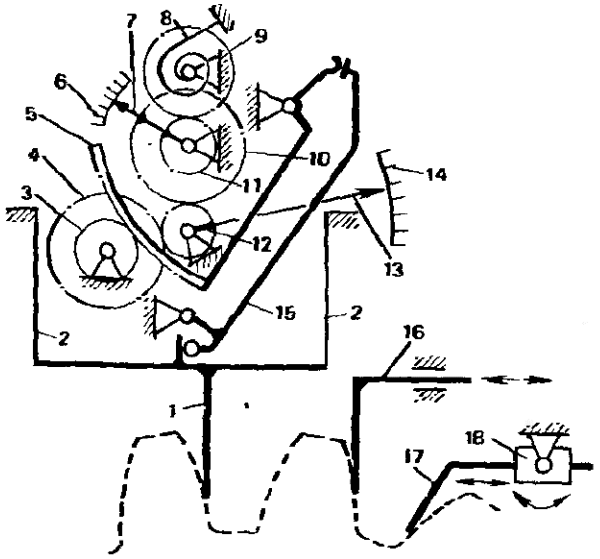
На сх. – Ш. для осуществления подачи в металлорежущем станке. Выходное звено *7* приводится через винтовой м. от вала *8*. Валу *8* (входному звену) сообщается движение от двигателя через коническую передачу *9*. При включении муфты *5* вал вращается в одну сторону, при включении муфты *6* – в другую сторону. Вал периодически удерживается от вращения анкером *2* или *3*, взаимодействующим соответственно с колесом *1* или *8* (см. *Анкерный м.*). Анкеры отключаются с помощью электромагнитов. У колеса *1* меньше шаг зубьев, чем у колеса *10*. Этому соответствует продолжительность задержек вала *8*. Колеса *1* и *10* и вал *8* соединены с основными звеньями дифференциала *4*. Одно из колес постоянно остановлено, а второе останавливается периодически. Дифференциал нужен для того, чтобы можно было остановить любое из колес, а управляют движением вала посредством другого колеса. В данном примере выходное звено может двигаться прерывисто в одном направлении при однонаправленном движении вала *8*. Реверсирование движения вала *8* приводит к реверсированию движения выходного звена *7*.

ШАГОВЫЙ ХРАПОВОЙ М. – м., в котором выходное звено – храповое колесо совершает однонаправленное движение с периодическими остановками при возвратно-поступательном или качательном движении входного звена – собачки.

Храповое колесо *3* приводится в прерывистое вращение с помощью собачки *6*. Собачка *6* нажатием на кнопку *5* движется влево, воздействует на зуб храпового колеса и поворачивает его. Назад собачка возвращается пружиной *4*. Храповое колесо удерживается в период между воздействиями на него собачки фиксатором положения, содержащим четырехгранный валик *2* и U-образную пластинчатую пружину *1*.



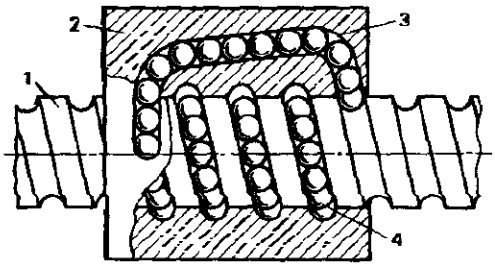
ШАГОМЕР ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЙ – устр. для измерения основного шага зубьев.



Измерительный наконечник *1* подвешен к корпусу на плоских пружинах *2* и связан посредством передаточного м. со стрелками *13* и *7*. Заданный размер устанавливают между измерительным *1* и координирующим *16* наконечниками, регулируя положение последнего относительно корпуса. Опорную ножку *17* устанавливают, перемещая ее относительно звена *18* и поворачивая звено *18* относительно корпуса. Опорная ножка при измерении касается поверхности зуба. Отклонения основного шага приводят к отклонению наконечника *1*. Последние передаются и преобразуются посредством рычага *15*, зубчатого сектора *5*, шестерни *3*, зубчатой пары *4–12* в перемещения стрелки *13* относительно шкалы *14*. Стрелка *13* связана через понижающую зубчатую пару *12–10* со стрелкой *7*, характеризующей перемещения относительно шкалы *6* в другом масштабе. Силовое замыкание (прижатие наконечника *1* к поверхности) осуществляется пружиной *8*, соединенной со стрелкой *7* посредством зубчатой пары *9–11*.

ШАЙБА (нем. Scheibe) – подкладка под гайку или головку болта в виде плоского сплошного или разрезного упругого кольца. Ш. увеличивает опорную поверхность. Используют Ш. также для предотвращения самоотвинчивания гаек. Выполняют также Ш. с плоскими непараллельными опорными поверхностями – косая Ш. Ее устанавливают между наклонной поверхностью детали и гайкой.

ШАРИКОВАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА – винтовая пара с промежуточными телами качения (шариками) между винтовыми желобами гайки и винта.



Между гайкой *2* и винтом *1* размещены шарики *4*. При относительном движении гайки и винта шарики катятся по желобам и передают нагрузку при малых потерях на трение. После того как шарик доходит до конца рабочего желоба гайки, он возвращается по каналу *3* в начальное положение, и его цикл движения повторяется. КПД Ш. достигает 0,9.

ШАРИКОВЫЙ ПЕРЕДАТОЧНЫЙ М. – см. *Гибкий толкатель.*

ШАРНИР (нем. Scharnier, от франц. charniere, от лат. cardo (cardinic) – дверная петля) – кинематическая вращательная пара.

ШАРНИРНАЯ МУФТА – устр. для соединения валов с пересекающимися осями, содержащее несколько цилиндрических пар. Ш. эквивалентна двухподвижной сферической паре со штифтом.

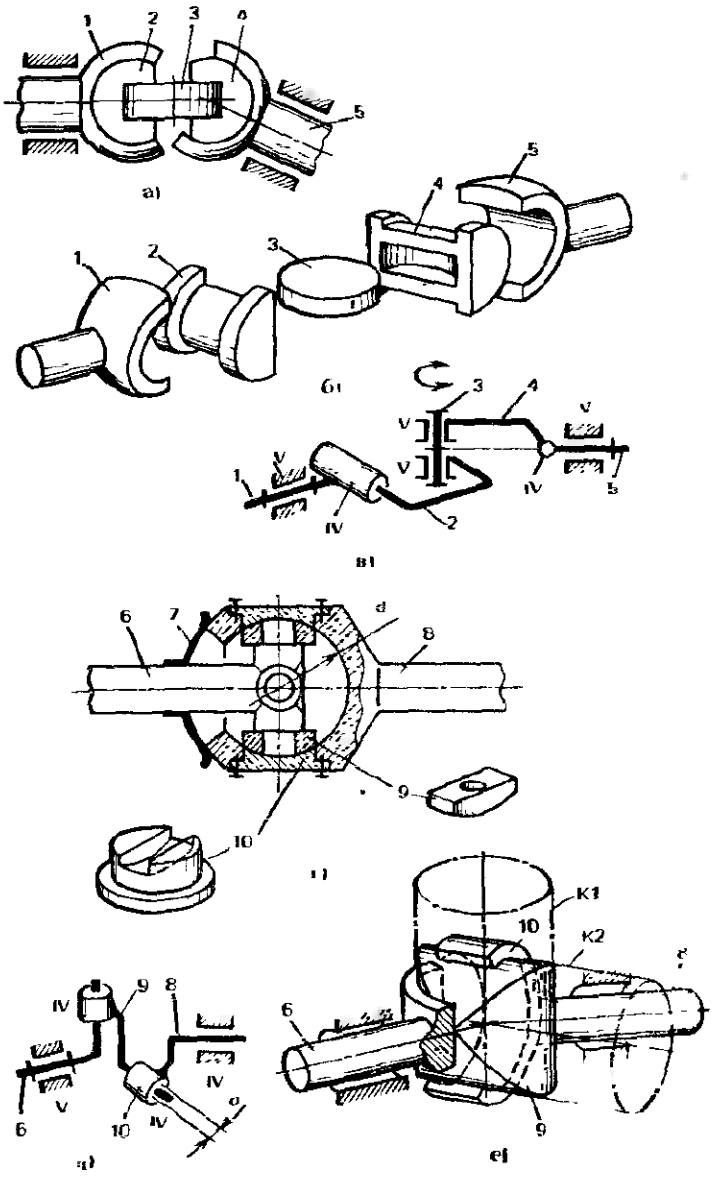
Между валами *1* и *5* (сх. *а*) установлены вкладыши *2*, *3* и *4*. Вкладыши *2* и *4* образуют с валами и с вкладышем *3* цилиндрические пары. При вращении валов *1* и *5* вкладыши, перемещаясь, компенсируют перекосы осей валов, а если возможны поступательные перемещения в парах *1*–*2*, *4*–*5*, то компенсируются и несоосности валов.

На сх. *а* дана Ш. в собранном состоянии, а на сх. *б* – в разобранном состоянии.

На сх. *в* обозначены классы кинематических пар: *V* – одноподвижная пара, *IV* – двухподвижная пара. При указанном сочетании кинематических пар отсутствуют избыточные связи.

На сх. *г* и *д* – иной вид Ш. и ее кинематическая схема. Валы *6* и *8* соединены посредством вкладышей *9*. Вкладыш образует с валом *6* и валом *8* цилиндрические кинематические пары, оси которых пересекаются под прямым углом.

Конструктивная особенность Ш. заключается в сочетании цапф малого



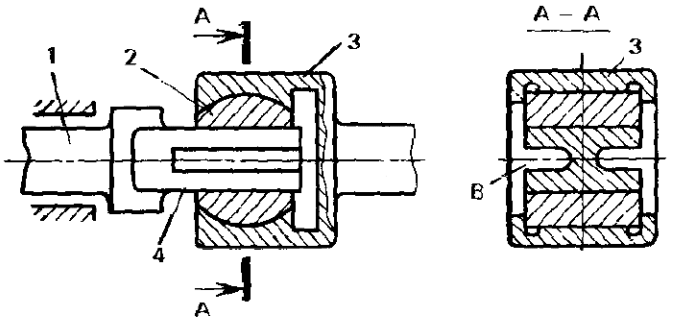
диаметра и большого диаметра *d* при размещении одних внутри других. Для удобства сборки и разборки Ш. служат крышки *10*, которые имеют внутреннюю поверхность, соприкасающуюся с поверхностью вкладыша. Для защиты трущихся пар от пыли служит чехол *7*.

На сх. *е* представлена конструктивная разновидность сх. *д*. Промежуточное звено *9* представляет собой тело, образованное пересечением двух цилиндрических поверхностей *К1* и *К2* – элементов кинематических пар *6*–*9* и *8*–*9*.

Сх. *г* и *е* представляют собой варианты конструктивных решений, так называемого, универсального шарнира (см. *Карданная передача*).

ШАРНИРНО - ПЛОСКОСТНАЯ МУФТА – устр. для соединения валов с пересекающимися осями, содержащее цилиндрическую и плоскостную пары.

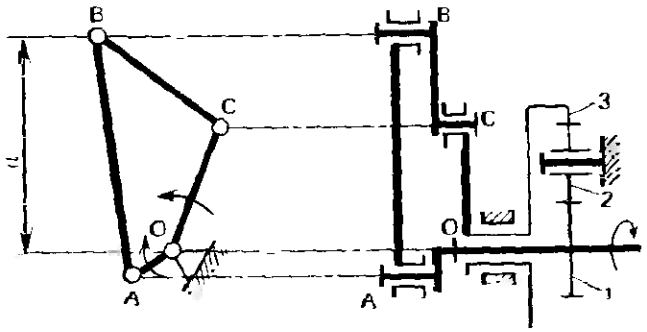
Между валами *1* и *3* установлены вкладыши *2*, которые с валом *3* образуют цилиндрическую одноподвижную пару, а с валом *1* – плоскостную двухподвижную пару. Муфта эквивалентна четырехподвижному вращательно-поступательному кинематическому соединению.



Хвостовик *4* вала *1*, имеющий плоские поверхности, имеет выемки *В*, которые позволяют за счет упругости хвостовика более равномерно распределять давление между взаимодействующими звеньями при передаче вращающего момента.

ШАРНИРНЫЙ М. – м., звенья которого образуют только вращательные пары. Примерами Ш. являются кривошипно-коромысловый м., двухкоромысловый м. и др.

ШАРНИРНЫЙ (РЫЧАЖНЫЙ) ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ М. В ЗАМКНУТОЙ ПЕРЕДАЧЕ – шарнирный (рычажный) м. с несколькими степенями свободы, звенья которого, образующие со стойкой кинематические пары, связаны между собой зубчатой передачей.

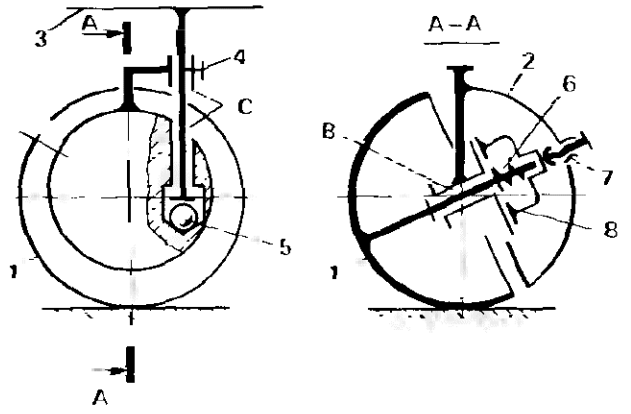


Шарнирный четырехзвенный м. имеет два звена *АО*, *ОС*, которые в т. *О* шарнирно связаны со стойкой. Эти звенья замкнуты между собой зубчатой соосной передачей, центральные колеса которой *1* и *3* взаимодействуют через промежуточное колесо *2*. От входного звена *1* движение передается одновременно кривошипу *ОА* непосредственно и кривошипу *ОС* через зубчатую передачу. При этом кривошип *ОС* будет вращаться медленнее и в противоположном направлении по отношению к кривошипу *ОА*, а положение звеньев *АВ* и *ВС* будет определяться в зависимости от положения как одного, так и другого кривошипов.

Ш. в данном случае предназначен для получения заданной траектории т. *В* – центра шарнира, образованного звеньями *АВ* и *ВС*. Т. *В* движется по траектории, близкой к квадрату со стороной $2a$ при условии, что $AO \approx 0{,}147a$, $OC + BC = 1{,}42a$, $\frac{z_3}{z_1} = -3$, где z_3 и z_1 – числа зубьев колес *3* и *1* соответственно.

ШАРНИРНЫЙ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ М. (ШАРНИРНЫЙ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИК) – шарнирный м., содержащий три подвижных звена и стойку.

ШАРОВАЯ КОЛЕСНАЯ ОПОРА – конструктивное решение пятиподвижного кинематического соединения в качестве опоры перемещаемого устр.



Опорная часть *1*, имеющая сферическую поверхность, соединена шарниром *B*, имеющим наклонную ось, с промежуточным звеном *2*, которое с помощью шарнира *C*, имеющего вертикальную ось, соединено с рамой перемещаемого устр. *3*. Вертикальная нагрузка передается на звено *2* через шарик *5*.

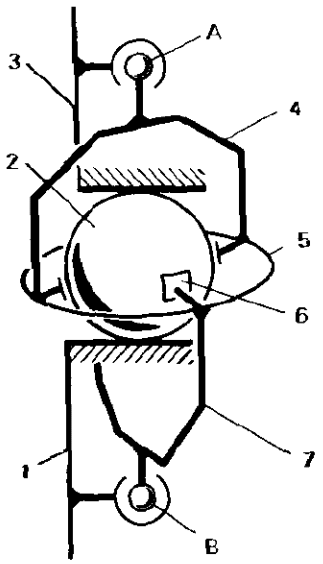
Опорная часть *1* при передвижении поворачивается вокруг вертикальной оси шарнира и катится в любом направлении, вращаясь относительно промежуточного звена *2*.

Подвижные звенья можно зафиксировать в определенном положении. Например, шарнир *C* стопорится с помощью винта *4*. Винтом *7* поджимают фрикционный диск *8*, связанный поступательной парой с опорной частью *1*, к звену *2* и тем самым фиксируют от относительного поворота звенья, связанные с шарниром *B*. При вывинчивании винта *7* диск *8* возвращается в исходное положение пружиной *6*.

ШАРОВАЯ ОПОРА – пятиподвижное кинематическое соединение со сферическим элементом входящих в него кинематических пар, снабженное устр., ограничивающим перемещения звеньев в заданных пределах.

Между двумя звеньями *1* и *3* установлен шар *2*. Такое кинематическое соединение, составленное из трех звеньев, образующих две пятиподвижные кинематические пары, эквивалентно паре с пятью степенями свободы (здесь не учитываются лишние степени свободы, которыми обладает шар и которые не влияют на относительные перемещения звеньев *1* и *3*).

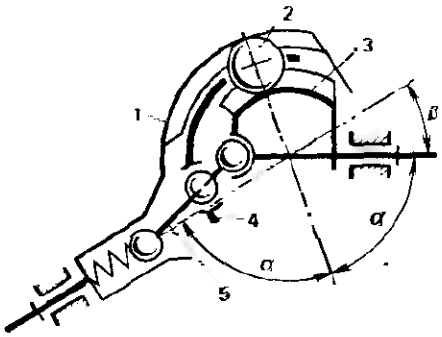
Используют Ш. для самоустанавливающихся звеньев. Чтобы удерживать



звенья от значительных перемещений, которые привели бы к нарушению нормального их взаимодействия, используют специальные устр. в виде сепараторов, упругих связей и т. п.

В данном примере между звеньями *1* и *3* предусмотрена связь, содержащая рамки *4* и *7*, соединенные упругим кольцом *5*. Шаровые шарниры *A* и *B* и упругость связи допускают требуемые перемещения звеньев *1* и *3*. Упоры *6* ограничивают перемещения шара *2*.

ШАРОВАЯ СИНХРОННАЯ МУФТА – устр. для соединения валов с пересекающимися осями, передающее вращающий момент посредством шаров, размещенных в желобах соединяемых валов и удаленных от осей валов на одинаковое расстояние.



Шары *2* размещены в желобах соединяемых звеньев *1* и *3*. Оси звеньев пересекаются под углом β. Обычно этот угол не превышает 35–40°. С помощью сепаратора *4*, перемещаемого при изменении угла β балочкой

центры шаров ориентированы все время в одной плоскости, удаленной от осей соединяемых деталей на одинаковые расстояния. Эта плоскость наклонена к каждой из осей под углом $\alpha = \frac{\pi - \beta}{2}$. Такая ориентация шаров обеспечивает синхронное вращение соединяемых валов в отличие, например, от шарнирной муфты, поводковой муфты и др. подобных устр.

ШАССИ САМОЛЕТА – взлетно-посадочное устр. самолета, предназначенное для перемещения самолета по земле при взлете и посадке и амортизации ударов о землю при посадке.

Различают Ш. в зависимости от числа и расположения опор трехопорные с передней стойкой, трехопорные с задней стойкой и двухопорные.

На сх. *а*, *б*, *в*, *г* даны передние поворотные стойки шасси, а на сх. *д*, *е*, *ж*, *з*, *и*, *к*, *л* – главные стойки шасси.

В сх. *а* колесо *1* установлено на рычаге *2* и опирается через амортизатор *7* на звено *4*, соединенное с корпусом самолета. Звенья *2* и *3* образуют шлиц-шарнир, дающий возможность звеньям амортизатора перемещаться в осевом направлении и исключающий их относительный поворот. С помощью гидроцилиндра *5* поворачивается стойка и демпфируются ее крутильные колебания. Посредством гидроцилиндра *6* стойка убирается в направлении, показанном стрелкой.

В стойке на сх. *б* кроме звеньев, представленных в сх. *а*, имеется складывающийся подкос *8*. Подкос может складываться только в одном направлении благодаря упору в шарнире одновременно с уборкой стойки в направлении, показанном стрелкой. Поворотно-демпфирующий гидроцилиндр установлен между звеньями амортизатора.

В сх. *в* в отличие от сх. *б* колесо *1* закреплено непосредственно на одном из звеньев амортизатора. Поворотно-демпфирующий м. *10* соединен с другим звеном амортизатором *7* и шлиц-шарниром *12*. Поворотно-демпфирующий м. – симметричный ползунно-коромысловый м. Поворот ведомого звена м. через звено *9* и шлиц-шарнир *12* передается на колесо *1*. Распорное упругое звено *11* выводит складывающийся подкос *8* в рабочее положение. Складывающиеся подкосы имеют замок, удерживающий его в рабочем положении.

В сх. *г* этот же м. выполнен в виде одного цилиндра и пространственной системы рычагов, взаимодействующей со звеном *9*.

В сх. *д* – два распорных звена *14* в виде складывающихся подкосов. Амортизатор *7* установлен между двумя шарнирно соединенными звеньями.

В убранном состоянии стойка удерживается крючком замка *13*, управляемого с помощью тросовой системы.

В сх. *а*–*д* стойка убирается с помощью гидроцилиндра *6* в плоскости движения самолета.

В сх. *е*, *ж*, *з* стойка убирается посредством гидроцилиндра *6*, но при этом поворачивается и перемещается в пространстве.

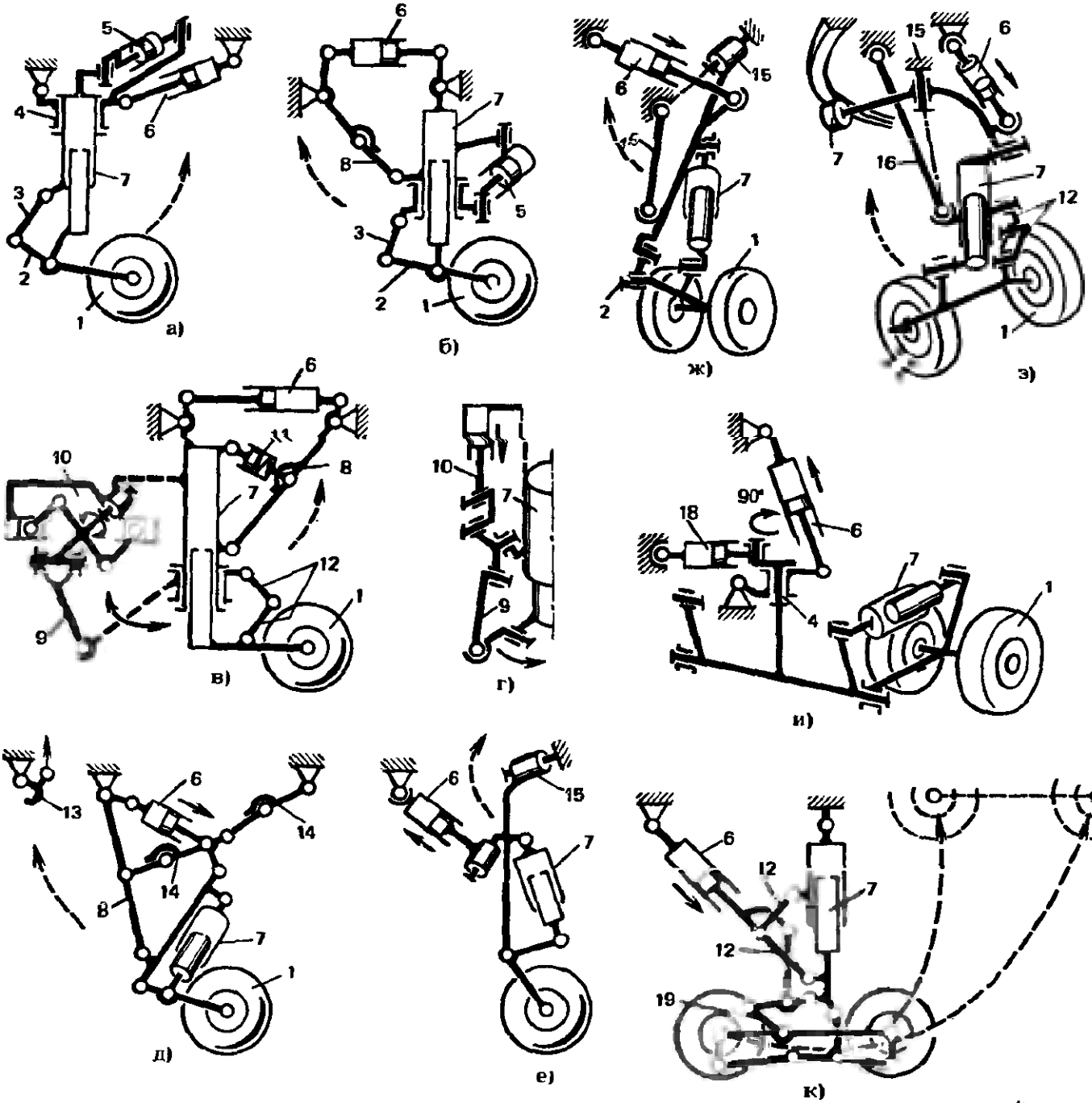
В сх. *е* такое движение достигается расположением осей шарниров. Ось *15* перекрещивается с осями других шарниров. Гидроцилиндр *6* имеет один шаровой шарнир. Стойка перемещается вокруг оси шарнира *15*. В сх. *ж* по сравнению со сх. *е* введен дополнительно подкос *16* с шаровыми шарнирами. Ось подкоса обязательно должна пересекаться с осью шарнира *15*. В этом случае ось звена *16* перемещается вместе со звеном шарнира *15* вокруг оси шарнира *15*. Подкос *16* служит для разгрузки шарнира *15* от опрокидывающего (поперечного) момента.

В сх. *з* кроме подкоса *16* установлен опорный ролик *17*. Подкос и ролик разгружают шарнир от опрокидывающего момента в поперечной и продольной плоскостях.

В сх. *и* пространственное движение стойки тяжелого транспортного самолета осуществляется двумя гидроцилиндрами *6* и *18*. Гидроцилиндр *18* поворачивает стойку на 90° при ее уборке.

Стойка имеет два параллельно установленных амортизатора *7*.

В сх. *к* при уборке шасси тележка с колесами поворачивается на 180° в плоскости уборки с помощью одного гидроцилиндра *6* и специального м. тележки с упругим звеном *19* (двойная пружина).

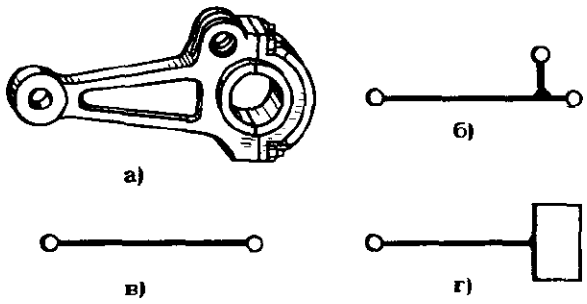


В этой сх. применен плоский 15-звенный м. с 5-ю степенями свободы. Он обеспечивает заданное распределение нагрузки на колеса и сил торможения.

В сх. *л* при уборке шасси стабилизирующий амортизатор *21* поворачивает тележку так, что переднее колесо (на сх. левое) приближается к амортизатору *7*.

На сх. *л* показана также тормозная рычажная система с шарнирами *20*, воспринимающими реактивный момент тормозов. Подкос *8* в рабочем состоянии удерживается замком *13*.

ШАТУН – звено рычажного м., образующее кинематические пары только с подвижными звеньями.



Ш. выполняют в виде одной или нескольких жестко соединенных между собой деталей (сх. *а*). Обычно Ш. имеет отверстия, цапфы, направляющие – элементы кинематических пар, посредством которых он взаимодействует с другими звеньями.

На сх. *б* – условное обозначение Ш. (сх. *а*). Такой Ш. может быть соединен с тремя подвижными звеньями.

На сх. *в* – наиболее распространенный вид Ш., соединяемого с подвижными звеньями посредством двух вращательных пар.

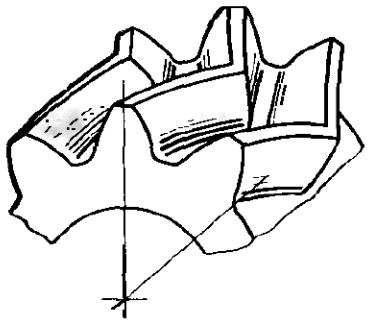
На сх. *г* – Ш. с элементами вращательной и поступательной пар. Возможны и другие сочетания элементов кинематических пар.

ШАТУННАЯ КРИВАЯ – траектория, описываемая какой-либо точкой шатуна.

ШЕВРОННАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА (ШЕВРОННАЯ ПЕРЕДАЧА) – зубчатая передача, составленная из шевронных цилиндрических зубчатых колес.

У Ш. все преимущества косозубой цилиндрической передачи. Вследствие симметрии расположения зубьев в Ш. осевые составляющие сил в зацеплении взаимно уравновешены. Используют Ш. в качестве тяжелонагруженных передач.

ШЕВРОННОЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО (ШЕВРОННОЕ ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО) – цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями.

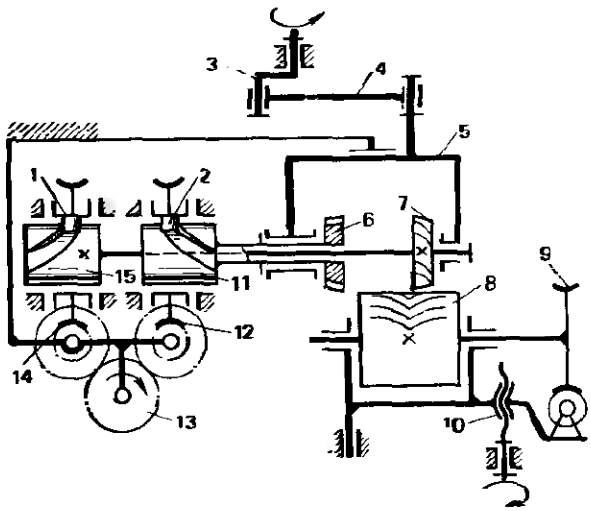


Часть венца Ш., в пределах которого линии зубьев имеют одно направление, называют полушевроном. Ш. используют в шевронной цилиндрической передаче.

ШЕВРОННЫХ КОЛЕС ЗУБОНАРЕЗАНИЕ – нарезание зубьев шевронных колес, при котором инструменту и заготовке сообщаются взаимосвязанные движения, имитирующие зацепление. На сх. дано устр. для Ш.

Ползуну *5* с установленными в нем долбяками *6* и *7* сообщают возвратно-поступательное движение посредством кривошипно-ползунного м. (кривошип *3*, шатун *4*, ползун *5*). Вместе с долбяками *6* и *7* перемещаются соответственно жестко соединенные с ними цилиндрические кулачки *15* и *11*. Кулачки *15* и *11* взаимодействуют с пальцами *1* и *2*, приводимыми в движение от входного звена *13* соответственно через червячные передачи *14* и *12*. Звено *13* кинематически связано с червячной передачей *9* и заготовкой *8*. Кулачки *15* и *11* сообщают долбякам движение, обусловленное винтовой формой нарезаемых зубьев.

В радиальном направлении заготовку перемещают винтовым м. *10*.

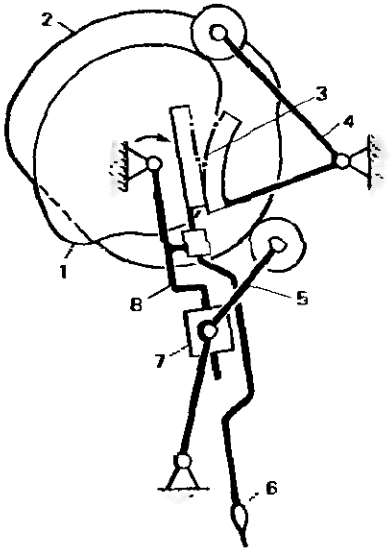


ШЕЙКА ВАЛА – см. *Цапфа.*

ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ – совокупность микронеровностей обработанной поверхности, образующих ее рельеф на определенном участке.

ШЕСТЕРНЯ – зубчатое колесо с меньшим числом зубьев по сравнению с другим зацепляющимся с ним зубчатым колесом (см. *Колесо в зубчатой передаче*).

ШИЛА М. (обувное оборудование) – устр. для получения возвратно-поступательного движения с выстоями, чередующегося с качательным движением шила.



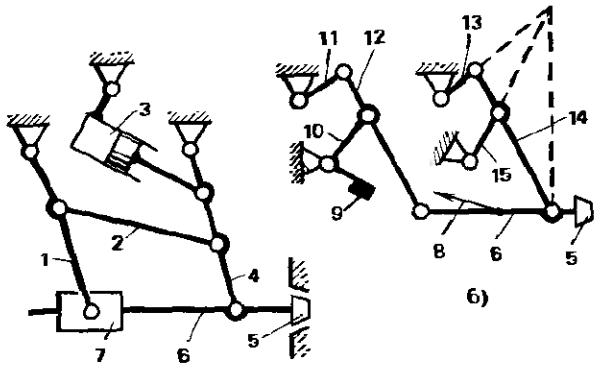
Шило *6* при вращении жестко связанных кулачков *1* и *2* перемещается в требуемом направлении. При этом качательное движение передается от коромысла *5*, взаимодействующего с кулачком *2*, через шатун *7* кулисе *8*. Шило движется вдоль кулисы благодаря передаче движения от кулачка *1* через коромысло *4* и реечную передачу *3*.

ШИП ВАЛА – см. *Цапфа.*

ШИРИНА ВЕНЦА – наибольшее расстояние между торцами зубьев колеса. Ш. обозначают буквой b. Рабочая ширина венца b_w для цилиндрической передачи характеризует общую часть венцов зубчатых колес, в пределах которой глубина захода зубьев постоянна.

ШКИВ (от голл. schijf) – колесо с широким ободом, охватываемым ремнем или канатом.

ШЛАКОВОГО СТОПОРА М. (металлург.) – устр. для обслуживания шлаковых леток доменной печи.

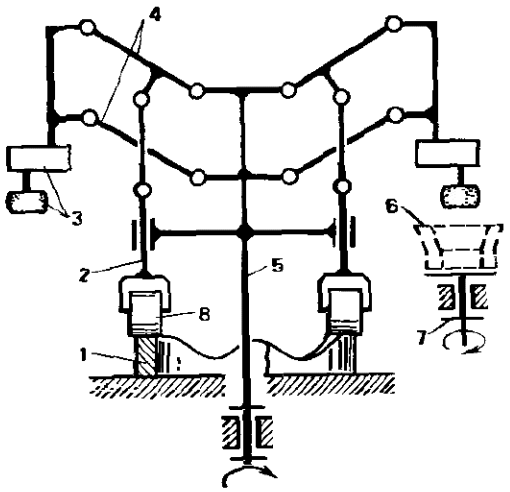


Пробка *5* (сх. *а*) приводится от пневмоцилиндра *3* через рычажный м. и закрывает шлаковую летку. Пробка установлена на звене *6*. Коромысла *1* и *4*, шатуны *2*, *7* и *6* образуют вместе со стойкой шестизвенный м. К двухкоромысловому м. (звенья *1*, *2*, *4* и стойка) присоединена двухзвенная структурная группа (звенья *7* и *6*).

В сх. *б* звено *6* с пробкой *5* подвешено на шатунах двух одинаковых двухкоромысловых м. (звенья *11*, *12*, *10* и стойка, звенья *13*, *14*, *15* и стойка). Пробка поджимается к летке под действием груза *9*, а отводится при натяжении троса *8*. Для получения в момент запирания летки скорости, направленной вдоль звена *6*, выбирают параметры так, чтобы мгновенный центр вращения звена *14* лежал на перпендикуляре к звену *6* в их общей т.

Устр. на сх. *б* представляет собой приближенный поступательно-направляющий м. – спаренный лямбдообразный м.

ШЛИФОВАНИЯ КЕРАМИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ М. – устр. для подведения к



изделию и перемещения шлифовального элемента относительно шлифуемой поверхности.

Шлифовальное устр. *3* подвешено к поворотной колонне *5* на параллелограмме *4*. Изделие *6* приводится во вращение валом *7*. При вращении колонны толкатели *2* перемещаются при перекатывании роликов *8* по кулачку *1* и поднимают или опускают шлифовальное устр.

ШЛИФОВАНИЯ КОСОЗУБЫХ КОЛЕС М.– см. *Косозубых колес шлифование.*

ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ – соединение двух деталей с равномерно расположенными пазами и выступами. Ш. выполняют подвижным в осевом направлении и неподвижным. Ш. наз. также зубчатым соединением. Выступы в Ш. могут иметь прямобочный, треугольный или эвольвентный профиль. Ш. обладает более высокой несущей способностью, чем шпоночное соединение.

ШПИЛЬКА – крепежная деталь в виде стержня с резьбой на обоих концах. Одним концом Ш. вворачивают в одну из соединяемых деталей, а на другой навинчивают гайку.

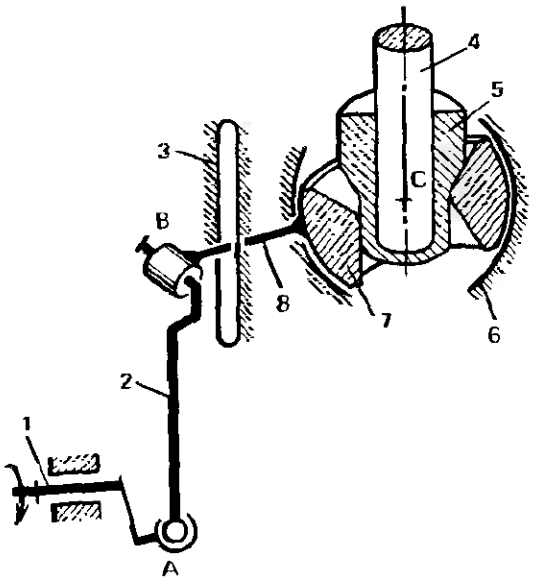
ШПЛИНТ (нем. Splint) – проволочный стержень, сложенный вдвое и вставляемый в отверстия соединяемых деталей. Концы стержня после его установки отгибают так, что он не выпадает из отверстий. Ш. служит для передачи небольших сдвигающих усилий и в частности для предотвращения самоотвинчивания гаек.

ШПОНКА (польск. szponka, от нем. Spon, Span – щепка, клин, подкладка) – деталь шпоночного соединения, закладываемая одновременно в паз вала и паз ступицы надетой на него детали. Ш. выполняют в виде призмы, кругового цилиндра, клина, сегмента.

ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ – соединение с помощью шпонки вала и надетой на него детали.

ШТАМПОВКИ ОБКАТЫВАНИЕМ М. – устр., обеспечивающее прецессионное движение оси матрицы при одновременном поступательном движении заготовки.

Пуансон *4* вместе с заготовкой *5* перемещается вдоль оси. Матрица *7*, имеющая отверстие в виде двух усеченных конусов, совершает пространственное качательное движение в шаровой опоре *6* с центром *C*.



С матрицей *7* жестко связано коромысло *8*, приводимое в движение от кривошипа *1* через шатун *2*. Коромысло *8* совершает движение в плоскости, ограниченное направляющей *3*, и одновременно поворачивается вокруг оси *BC*. При выборе длин звеньев, удовлетворяющих условию $AB = BC$, можно получить движение оси матрицы по круговой конической поверхности.

М. привода матрицы – пространственный четырехзвенный. Он имеет сферическую трехподвижную пару *A* и цилиндрическую двухподвижную пару *B*. Сферическая пара *6–7* вместе с направляющей *3* эквивалентна двухподвижной сферической паре.

Матрица обкатывается своими коническими частями по деформируемому материалу (верхней частью) и по цилиндрической сформированной поверхности заготовки (нижней частью).

ШТИФТ (нем. Stift) – цилиндрический или конический стержень для неподвижного соединения двух деталей.

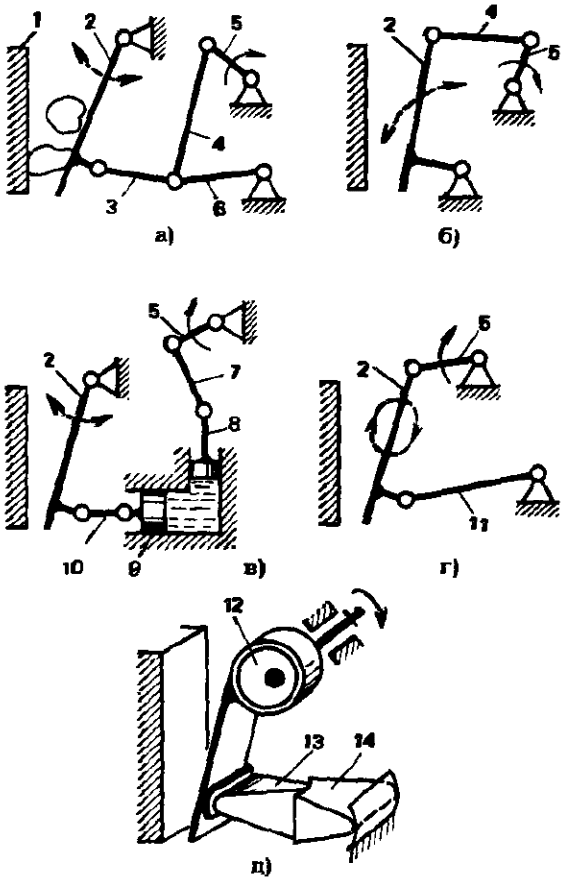
ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ М. (строит.) – устройство для придания качательного или сложного движения одной из щек дробилки.

Щека *2* (сх. *а*) совершает качательное движение относительно неподвижной щеки *1*. Привод осуществляется от кривошипа *5* через шатун *4* и два распорных звена *3* и *6*.

К четырехзвенному шарнирному м. (звенья *5*, *4*, *6*) присоединена структурная группа II класса. Расположение звеньев *3* и *6* обусловлено необходимостью получить большие распорные усилия.

В сх. *б* использован кривошипно-коромысловый м. Щека *2* представляет собой коромысло.

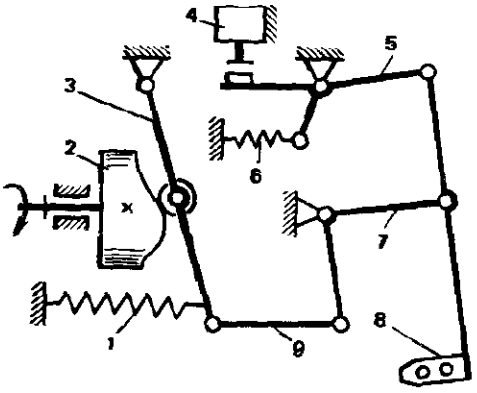
В сх. *в* использована безнасосная гидравлическая система. Поршень *8* давит на рабочую жидкость. Рабочая жидкость передает давление поршню *9*, а тот через шатун *10* сообщает качательное движение щеке *2*. Здесь использованы кривошипно-ползунный м. (звенья *5*, *7* и *8*) и ползунно-коромысловый м. (звенья *9*, *10* и *2*).



В сх. *г* щека *2* представляет собой шатун кривошипно-коромыслового м. (кривошип *5* и коромысло *11*) и совершает сложное движение.

На сх. *д* дан вариант конструктивного исполнения Щ. по сх. *г*. Кривошип выполнен в виде эксцентрика *12*, а коромысло-распорное звено составлено из двух деталей *13* и *14*, соединенных между собой посредством кинематической пары с осью поворота, перпендикулярной осям двух других кинематических пар. Такое решение позволяет исключить избыточные связи и обеспечить самоустановку деталей. При этом компенсируется несоосность крайних кинематических пар распорного звена. Силовое замыкание пар, имеющих односторонний контакт, осуществляется за счет веса подвижной щеки.

ЩУПА-РАЗДУВАТЕЛЯ М. (полиграф.) – устр. для образования воздушной подушки между листами бумаги при отделении листа от стопы.



Привод Щ. осуществляется от цилиндрического кулачка *2*. Коромысло *3*, взаимодействуя с кулачком, совершает качательное движение и передает движение через шатун *9* и рычаг *7* раздувателю *8*, по каналам которого подается воздух. Раздуватель *8* установлен на шатуне двухкоромыслового м. Коромысло *5* при повороте включает воздушный клапан *4* и воздух подается в раздуватель. Силовое замыкание м. осуществляется пружинами *1* и *6*.

Э

ЭВОЛЬВЕНТА (лат. evolvens – развертывающий) – кривая, геометрическим местом центров кривизны которой является другая кривая, называемая эволютой.

Касательные к эволюте являются нормалями к эвольвенте (на сх. *а* $A_1O \perp A_1K_1$, $A_1K_1 \perp u$). Длина дуги K_0A_1 (сх. *а*) равна отрезку нормали K_1A_1.

Э. может быть построена обкатыванием по эволюте без скольжения прямой, касательной к эволюте. Отрезок прямой ρ равен радиусу кривизны Э. Т. K_1 описывает Э. Если взять т., расположенную вне этой прямой, но жестко связанную с ней, то эта т. опишет удлиненную Э. (сх. *б*) или укороченную Э. (сх. *в*).

На сх. *б* с прямой A_1K_1 жестко связана прямая L_1K_1. Второе положение этой прямой обозначено L_2K_2. Т. L_2 расположена на расстоянии *a* от прямой A_2K_2. Т. L_1 описывает удлиненную Э. при обкатывании прямой по эволюте.

На сх. *в* т. W_1 жестко связана с прямой A_1K_1 и расположена на расстоянии *a* от нее, причем при перекатывании прямой A_1K_1 по эволюте т. W_1 описывает укороченную Э., которая всегда находится вне эволюты.

Э. используют, в частности, в качестве контура зубьев в зубчатых передачах (см. *Эвольвентное зацепление*). При этом эволютой для круглых колес является окружность радиусом r_b и Э. называют эвольвентой окружности.

В соответствии с определением и свойствами Э. ее можно представить в аналитическом виде.

Т. K_1 на эвольвенте окружности (сх. *а*) характеризуется параметрами: радиусом $r = OK_1$ и углом β. Уравнения Э. представляют в виде зависимостей этих параметров от радиуса r_b и угла α.

Из свойства эвольвенты следует $K_1A_1 = \overset{\frown}{K_0A_1}$, где $K_1A_1 = r_b \operatorname{tg}\alpha$, $\overset{\frown}{K_0A_1} = r_b(\alpha + \beta)$ и в соответствии с этим $r_b \operatorname{tg}\alpha = r_b(\alpha + \beta)$. Следовательно, $\beta = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$, а из треугольника K_1A_1O $r = r_b/\cos\alpha$.

Величину $\operatorname{tg}\alpha - \alpha$ наз. эвольвентным углом профиля зуба и обозначают $\operatorname{inv}\alpha$ (инвалюта α). С учетом этого уравнения эвольвенты имеют вид:

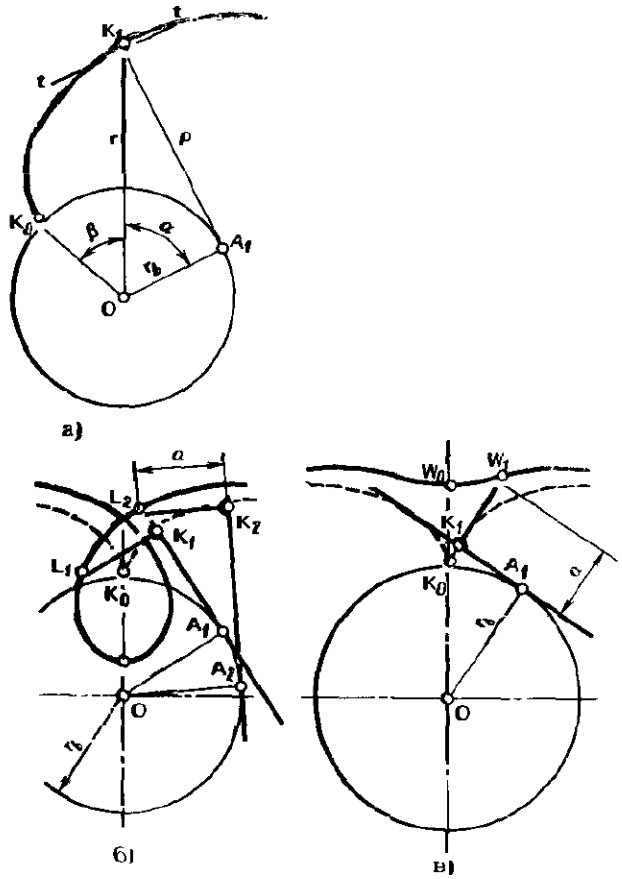
$$\beta = \operatorname{inv}\alpha,$$

$$r = r_b/\cos\alpha.$$

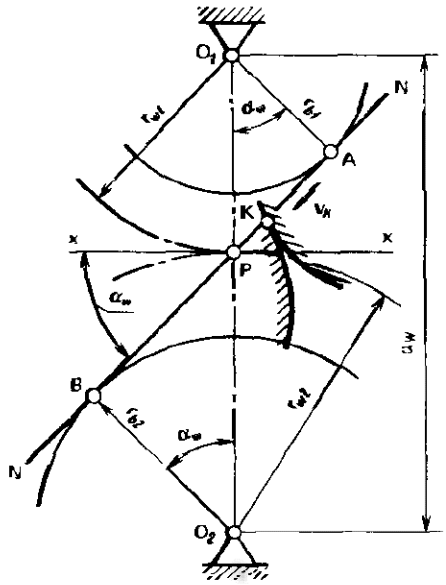
ЭВОЛЬВЕНТНАЯ ПЕРЕДАЧА – зубчатая передача с эвольвентным зацеплением.

ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ – зубчатое зацепление, в котором использованы сопряженные зубья, профиль которых выполнен по эвольвенте. Зацепление с эвольвентными зубьями было предложено Л. Эйлером в середине XVIII в., а стало широко использоваться лишь в конце XIX – начале XX вв. после того, как был предложен эффективный способ нарезания зубьев.

На сх. представлено Э.



Так как нормаль к эвольвенте всегда касается основной окружности, то общая нормаль NN к сопряженным профилям касается обеих основных окружностей в т. A и B. Эта же нормаль в соответствии с основной теоремой зацепления проходит через полюс P. Очевидно, что эта нормаль при вращении круглых колес сохраняет неизменным свое положение. При ведущем колесе с центром O_1 и вращении его по часовой стрелке т. контакта K перемещается в направлении v_K по линии AB, которая представляет собой линию зацепления. Таким образом, в эвольвентном зацеплении имеет место прямая линия зацепления.



Угол между линией зацепления и перпендикуляром xx к линии O_1O_2 наз. углом зацепления и обозначается α_w. Он равен углам AO_1P и BO_2P. Угол зацепления равен углу давления в полюсе зацепления и характеризует направление силы, действующей со стороны одного колеса на другое.

Начальные и основные радиусы связаны зависимостями:

$$r_{w1} = r_{b1}/\cos\alpha_w;$$

$$r_{w2} = r_{b2}/\cos\alpha_w.$$

Поэтому для эвольвентного зацепления $a_w = \dfrac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos\alpha_w}$, а $i_{12} = -\dfrac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\dfrac{r_{b2}}{r_{b1}}$. Это означает, что передаточное отношение однозначно определяется отношением основных радиусов. В связи с этим, если, например, при неизменных r_{b1} и r_{b2} изменить межосевое расстояние a_w, то изменятся радиусы r_{w1}, r_{w2} и угол α_w, а i_{12} останется тем же. Это свойство эвольвентного зацепления свидетельствует о том, что при погрешностях расположения осей с сохранением их параллельности передаточное отношение остается постоянным.

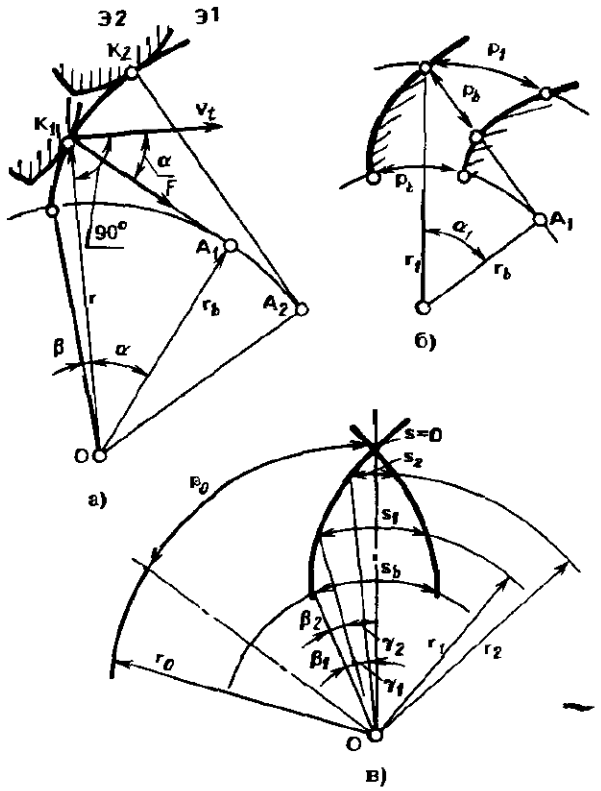
ЭВОЛЬВЕНТНЫЙ ЗУБ – зуб., профиль которого очерчен по эвольвенте.

Профили зубьев являются сопряженными (см. *а*). Через т. контакта K_1, K_2 проходят нормали к эвольвентам *Э1* и *Э2*. Эти нормали касаются эволюты в т. т. A_1, A_2. Эволюту наз. основной окружностью. Угол α равен углу давления – углу между векторами силы F и окружной скорости v_t. Радиус основной окружности обозначают r_b.

Размеры Э. определяют, используя уравнения эвольвенты. Например, задана толщина s_1 по окружности радиуса r_1 (см. *б*). Нужно определить s_2 по окружности радиуса r_2.

Очевидно, что

$$\beta_1 + \gamma_1 = \beta_2 + \gamma_2, \qquad (1)$$



причем $\beta_1 = \text{inv}\,\alpha_1$, $\beta_2 = \text{inv}\,\alpha_2$, а $\gamma_1 = s_1/2r_1$, $\gamma_2 = s_2/2r_2$.

Подставляя в уравнение (1) выражения β и γ, получим

$$\text{inv}\,\alpha_1 + \frac{s_1}{2r_1} = \text{inv}\,\alpha_2 + \frac{s_2}{2r_2},$$

откуда

$$s_2 = 2r_2\left(\frac{s_1}{2r_1} + \text{inv}\,\alpha_1 - \text{inv}\,\alpha_2\right). \qquad (2)$$

Для эволюты, которую наз. основной окружностью, $\text{inv}\,\alpha_b = 0$. Поэтому

$$s_b = 2r_b\left(\frac{s_1}{2r_1} + \text{inv}\,\alpha_1\right).$$

Для окружности заострения зубьев имеем $s = 0$ и в соответствии с этим из выражения (2)

$$\text{inv}\,\alpha_0 = \frac{s_1}{2r_1} + \text{inv}\,\alpha_1,$$

где α_0 – угол эвольвенты в точке заострения зуба. Так как $\frac{s_1}{2r_1} + \text{inv}\,\alpha_1 = \frac{s_b}{2r_b}$, то $\text{inv}\,\alpha_0 = \frac{s_b}{2r_b}$.

Одноименные профили расположены на расстоянии шага по основной окружности p_b (см. *в*), т. е. эвольвенты всех зубьев эквидистантны друг другу. Это следует из свойств эвольвенты.

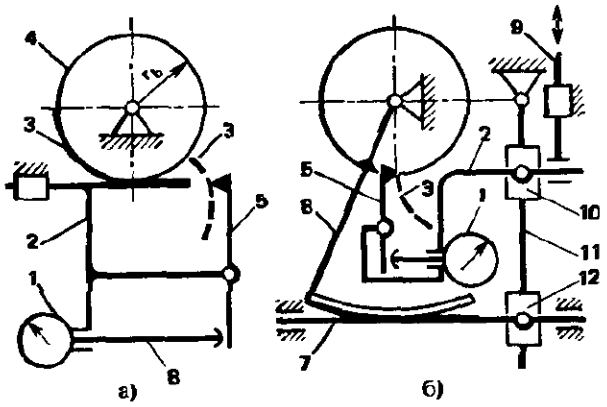
Если заданы число зубьев z и радиус r_b, то $p_b = \frac{2\pi r_b}{z}$. Шаг p_1 по любой другой окружности радиуса r_1 определяется из условия $p_1 = 2\pi r_1/z$, где $r_1 = r_b/\cos\alpha_1$ (см. на сх. *а* $\Delta A_1 K_1 O$). Поэтому $p_1 = p_b/\cos\alpha_1$.

ЭВОЛЬВЕНТНЫЙ УГОЛ ПРОФИЛЯ ЗУБА – см. *Эвольвента.*

ЭВОЛЬВЕНТОМЕР – прибор для измерения отклонений профиля зуба зубчатого колеса от эвольвенты.

На сх. *а* Э. имеет эталонное колесо *4* с радиусом поверхности, равным радиусу r_b основной окружности измеряемого колеса. Посредством ленты *3* с колесом *4* связан ползун *2*. При измерении имитируется воспроизведение эвольвенты при обкатывании по основной окружности прямой линии. На ползуне *2* установлен индикатор *1*, взаимодействующий через толкатель *6* с рычагом *5*, связанным шарнирно с ползуном.

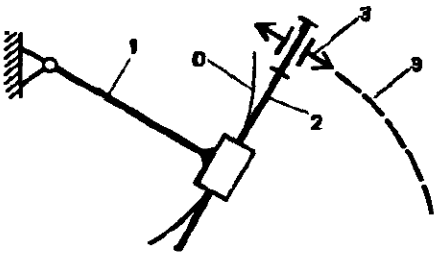
При измерении колесо *4* и измеряемое колесо устанавливают на одном валу. При повороте колес ползун *2* движется вдоль касательной к окружности колеса *4*, а наконечник рычага *5* воспроизводит теоретически точную эвольвенту Э.



Перемещая наконечник по измеряемому зубу, определяют отклонения профиля от эвольвенты с помощью индикатора *1*.

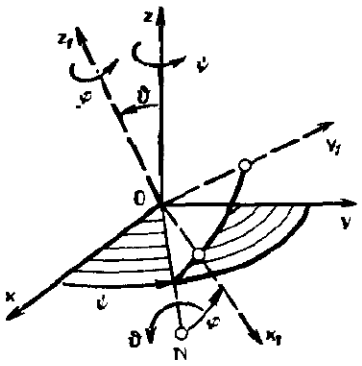
На сх. *б* Э. имеет эталонное колесо радиусом, отличающимся от радиуса основной окружности. Это колесо выполнено в виде сектора *8*, взаимодействующего с ползуном *7*. Движение ползуна *7* преобразуется посредством звеньев *12*, *11*, *10* в движение ползуна *2* в заданном масштабе. Кулиса *11* поворачивается синхронно повороту сектора *8*. Ползун *2* устанавливают посредством ползуна *9* в положение, соответствующее радиусу основной окружности измеряемого колеса. В этом положении острие рычага *5* касается основной окружности. Отклонения профиля зуба от эвольвенты определяют по показаниям индикатора *1* так же, как в сх. *а*.

ЭВОЛЬВЕНТЫ ОКРУЖНОСТИ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ – получение траектории т. одного из звеньев м. в виде эвольвенты окружности. На сх. – м. для Э.



Звену *1* сообщают вращательное движение. В звене *1* установлено звено *2* так, что оно может перемещаться вдоль касательной к окружности *O*. На конце звена *2* установлен ролик *3* с острой кромкой, врезающейся в поверхность бумаги, на которой вычерчивается эвольвента Э. Ролик может перемещаться только поперек своей оси. В результате кривая Э имеет в любой т. нормаль, касательную к окружности *O*. Звено *2* как бы перекатывается по окружности, что и предопределяет вид кривой – эвольвенту Э.

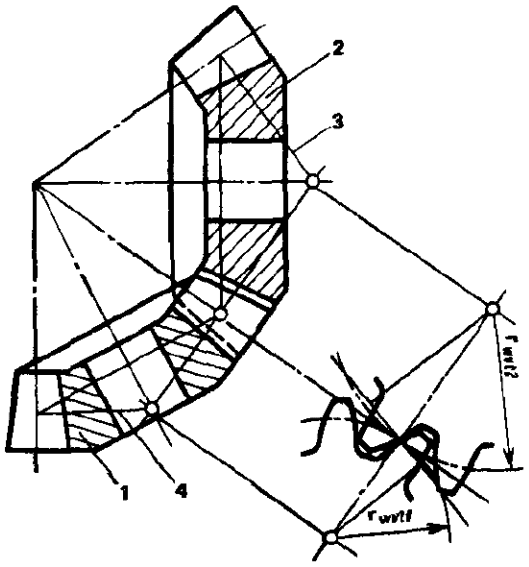
ЭЙЛЕРА УГЛЫ (по имени Л. Эйлера) – три угла, определяющие положение тела, имеющего неподвижную точку *O* в неподвижной системе координат *Oxyz*. Система $Ox_1y_1z_1$ жестко связана



с твердым телом. Линию пересечения *ON* плоскостей x_1Oy_1 и xOy наз. линией узлов. От нее определяют угол собственного (чистого) вращения φ, угол прецессии ψ, а угол нутации ϑ находят между осями z_1 и z. Направления отсчета показаны стрелками: φ от линии узлов к оси x_1, ψ от оси x к линии узлов, ϑ от оси z к оси z_1. Э. используют при кинематическом анализе м. со сферическими парами.

ЭЙЛЕРА ФОРМУЛА – см. *Фрикционный м.*

ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА – эвольвентная цилиндрическая зубчатая передача, раз-



меры и форма зубьев зубчатых колес которой в главном сечении практически идентичны размерам и форме зубьев колес конической зубчатой передачи в сечении их начальными дополнительными конусами.

Э. на сх. дана справа внизу.

На сх. обозначения: *1* и *2* – зубчатые колеса конической передачи, *4* и *3* – соответственно их дополнительные конусы в заданном сечении, r_{wt1} и r_{wt2} – начальные радиусы соответственно шестерни и колеса Э., которые равны длинам образующих начальных дополнительных конусов шестерни и колеса конической зубчатой передачи, соответствующих заданному начальному конусному расстоянию.

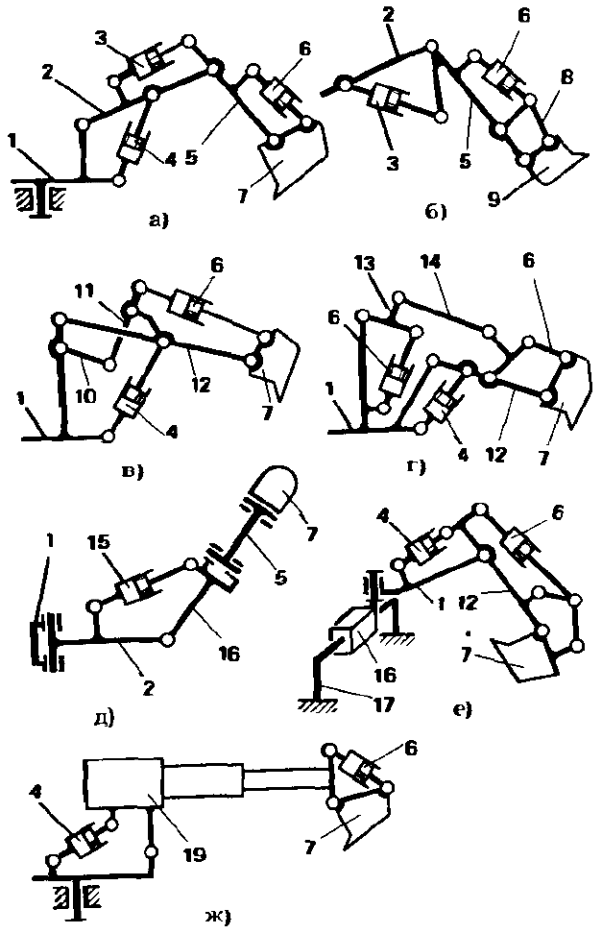
Э. используют в качестве сх. для расчета прочности и выносливости зубьев конической передачи.

ЭКЗОСКЕЛЕТОН – устр. для усиления силовых параметров человека, его выносливости и для перемещения человека при повреждении его опорно-двигательного аппарата.

ЭКСКАВАТОРА РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ С ГИДРОПРИВОДОМ – устр. для поддержания ковша и манипулирования им посредством гидроцилиндров.

Э. установлено на поворотной платформе *1* (сх. *а*), имеет стрелу *2*, рукоять *5* и ковш *7*. Звенья *7*, *5*, *2*, *1*

образуют незамкнутую кинематическую цепь с тремя степенями свободы относительно платформы *1*. Гидроцилиндром *4* приводится в движение стрела относительно платформы, гидроцилиндром *3* – рукоять относительно стрелы и гидроцилиндром *6* – ковш относительно рукояти. Гидроцилиндры вместе с соединенными с ними звеньями образуют четырехзвенные кулисно-коромысловые м.



Сх. *б* отличается от сх. *а* иным расположением гидроцилиндра *3* и ковша *9*. Э. на этой сх. наз. «прямой лопатой», а на всех других сх. – «обратной лопатой». Гидроцилиндр воздействует на ковш через шарнирный четырехзвенный м. *8*.

В сх. *в*, *г* ковш *7* подвешен шарнирно на стреле *12*. Привод стрелы осуществляется гидроцилиндром *4*, а поворот ковша – гидроцилиндром *6*. Движение штока гидроцилиндра *4* приводит к движению всех звеньев (в отличие от сх. *а* и *б*), поскольку звенья соединены в одну замкнутую многоконтурную кинематическую цепь. Неподвижным будет только контур на сх. *г*, образованный звеньями *1*, *13* и гидроцилиндром *6*.

Стрела *12* (сх. *в*) вместе со звеньями *10*, *11*, *1* образует двухкоромысловый м. Ее поворот приводит к движению шатуна *11*. Поворот шатуна относительно стрелы передается через гидроцилиндр *6* ковшу *7*.

В сх. *г* ковш поворачивается относительно стрелы *12* гидроцилиндром *6* через рычаг *13*, тягу *14* и четырехзвенный шарнирный м. *8*. При включении гидроцилиндра *4* и неподвижном рычаге *13* звенья *12* и *14* являются коромыслами м. и поворачиваются. Поворот звена *14* приводит к повороту ковша. При одновременном включении гидроцилиндров движение ковша будет определяться суммарным их действием.

В сх. *д* (вид в плане) стрела *2* имеет поворотную часть *16*, приводимую гидроцилиндром *15*. Привод стрелы *2*, рукояти *5* и ковша *7* в горизонтальной плоскости осуществляется так же, как в сх. *а* и *б*.

В сх. *е* все оборудование смонтировано на ползуне *18*, перемещаемом поперек рамы экскаватора *17*. Звено *1* играет роль платформы и может поворачиваться относительно вертикальной оси. Приводы стрелы *12* и ковша *7* независимые и осуществляются соответственно посредством гидроцилиндров *4* и *6*.

На сх. *ж* – оборудование экскаватора для планировки поверхности грунта. Стрела *19* телескопическая (см. *Телескопической стрелы м.*). Она поворачивается в вертикальной плоскости гидроцилиндром *4*, а ковш *7* поворачивается гидроцилиндром *6*.

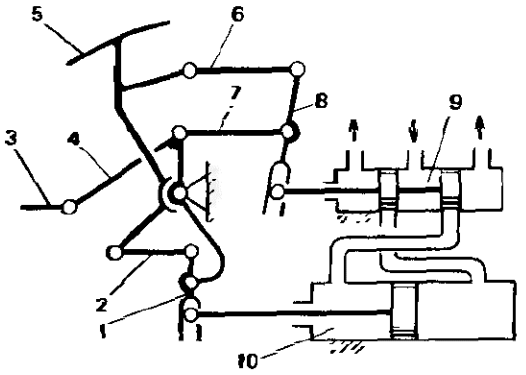
ЭКСЦЕНТРИКОВЫЙ ВАЛ – см. *Вал*.

ЭЛЕМЕНТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ – совокупность поверхностей, линий и точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару.

ЭЛЕРОНОВ М. (авиац.) – устр. для передачи и усиления сигнала управления от штурвала к элеронам.

Движение управления от рычага *5* передается через тягу *6* и кулису *8* гидрораспределителю 9, который открывает доступ жидкости под давлением в одну из полостей гидроцилиндра *10*. Шток гидроцилиндра через звено *1* поворачивает элеронный рычаг *4*, который перемещает тягу *3*, связанную с элероном. При этом рычаг *4* через звено *7* и кулису *8* возвращает в прежнее положение гидрораспределитель. Благодаря этому осуществляется обратная связь в системе управления.

Связь секторного рычага со звеном *1*, осуществляемая тягой *2*, обеспечивает слежение за фактическим поворотом элеронов и позволяет иметь меньшее усилие на секторном рычаге по сравнению с вариантом, когда рычаги *5* и *4* жестко связаны между собой.



ЭЛЛИПСОГРАФ – устр., воспроизводящее эллипс.

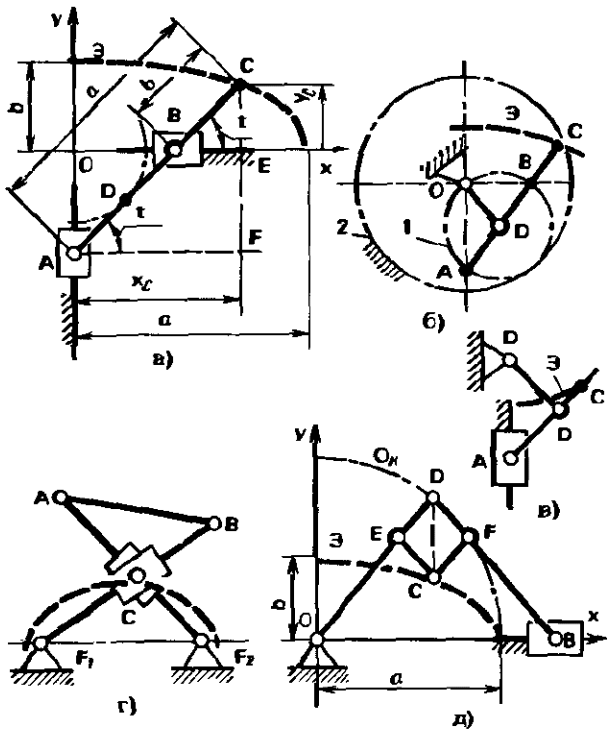
На сх. *а* в эллипсографе Леонардо да Винчи два ползуна, соединенные звеном *AB* посредством шарниров, перемещаются по взаимно перпендикулярным направляющим *x* и *y*. Т. *C* описывает эллипс Э с полуосями $a = AC$ и $b = BC$. Координаты т. *C* определяются из рассмотрения треугольника *BCE* и *ACF* и соответствуют уравнениям эллипса в параметрическом виде:

$$y_C = b \sin t;$$

$$x_C = a \cos t.$$

В частном случае, когда $a = b$ (т. *D*), получается окружность.

На сх. *б* – эллипсограф на основе планетарной передачи. Т. *C*, жестко связанная с сателлитом *1*, при его обкатывании по колесу *2* имеет траекторию в виде эллипса с центром симметрии *O*, если диаметр начальной окружности сателлита равен радиусу начальной окружности колеса. В этом случае т. т. *A* и *B* перемещаются строго вдоль прямых *OA* и *OB* (см. *Прямолинейно-направляющий точный м.* – сх. *г*). Эта сх. эквивалентна двухползунному м. (сх. *а*). Любая т. на прямой *AB*, кроме центра сателлита *D*, описывает эллипс Э с полуосями *BC* и *AC*. Из свойства двухползунного м. следует, что т. *D* описывает окружность радиусом *OD*. Это свойство и использовано в данной сх.: осуществлена связь т. т. *O* и *D* звеном *OD* – водилом планетарной передачи. Траектория звена *AC*, таким образом, может быть задана с помощью



планетарного м., как в данной сх., или установкой в т. т. *A* и *B* ползунов (см. *Двухползунный м.*), или установкой в одной из т. *A* или *B* ползуна и связью т. *D* с т. *O* посредством кривошипа *OD* (см. сх. *в*).

На сх. *г* – эллипсограф И. И. Артоболевского. Коромысла F_1B и F_2A одинаковой длины, соединены шатуном AB и совершают качательное движение вокруг фокусов эллипса F_1 и F_2. Т. C на пересечении коромысел описывает эллипс. Ползуны в данной сх. установлены не для обеспечения кинематических связей (здесь эти связи избыточные), а для размещения инструмента (пера), вычерчивающего эллипс.

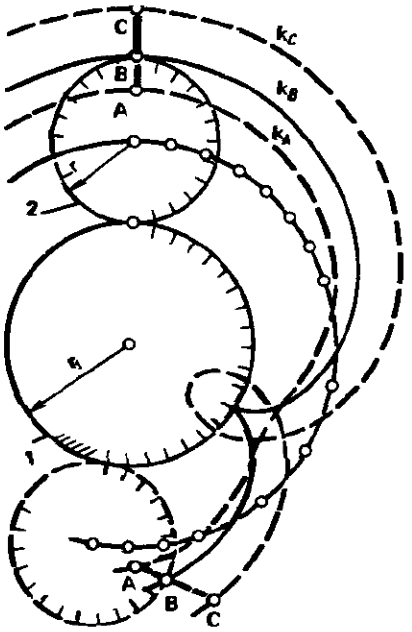
Принцип построения данного Э. вытекает из определения эллипса, из которого следует, что сумма $F_1C + F_2C$ остается все время постоянной, так как очевидно, что при равенстве длин AF_2 и AF_1 выполняются условия $F_1C = AC$, а $F_2C = BC$.

На сх. *д* – Э., представляющий собой усовершенствованный Э. по сх. *в*. Звенья OD и DB образуют кривошипно-ползунный м., у которого кривошип и ползун одинаковой длины. Любая т. звена DB описывает эллипс так же, как и в сх. *в*. Но здесь использован дополнительно установленный параллелограмм $ECFD$.

В результате получилось устр., изменяющее масштаб кривой по одной из координат (см. *Аффинограф* – сх. б). В данной сх. пропорционально изменяется координата y на всем протяжении окружности Ok. Такое изменение координаты y и обусловливает получение эллипса Э с полуосями a и b.

ЭНЕРГИЯ (от греч. energeia – действие, деятельность) – общая количественная мера движения и взаимодействия всех видов материи. Механическая энергия – мера механического движения. Ее измеряют в Дж. Полная механическая энергия системы равна сумме кинетической и потенциальной энергий механической системы.

ЭПИТРОХОИДА (греч. epi – на, над + trochoeides – кругообразный) – кривая, описываемая т., жестко связанной с окружностью, которая катится по наружной стороне окружности.



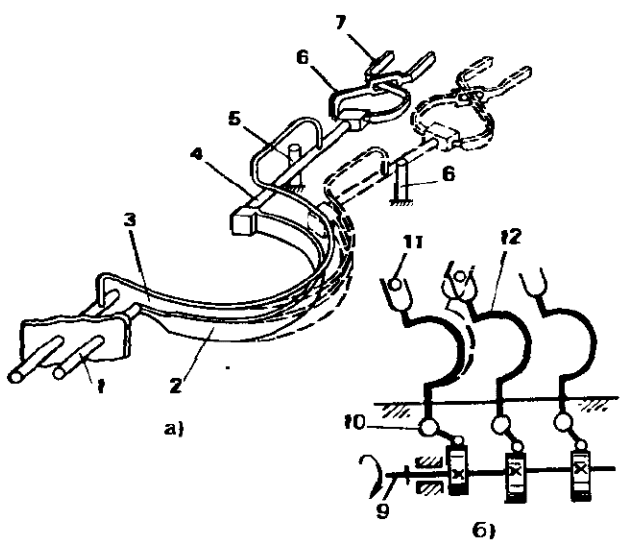
На сх. окружность *2* радиусом r обкатывают по окружности *1* радиусом r_1. Т., жестко связанная с окружностью *2*, описывает Э.

Частный случай Э. – эпициклоида, когда т. B расположена на катящейся окружности (кривая k_B). При расположении т. A внутри окружности получают укороченную Э. (кривая k_A), при расположении т. C вне окружности – удлиненную Э. (кривая k_C).

ЭПИЦИКЛОИДА – см. *Эпитрохоида*.

ЭСТАФЕТНЫЙ КОНВЕЙЕР – транспортирующее устр., в котором груз перемещается путем захвата его с помощью одного м., передачи груза другому м., захвата груза этим другим м. и последующей передачи третьему м. и т. д.

На сх. *а* м. захвата и перемещения выполнен в виде незамкнутой кинематической цепи с упругими приводными кинематическими парами. Такой м.



используют, в частности, для перемещения изделий в вакууме. Воздух под давлением через трубку *3* подают в упругие трубки *6*. При этом трубки *6* стремятся распрямиться и сблизить губки *7*. Губки *7* захватывают изделие *11* (см. *б*). Далее воздух под давлением подают через канал *1* (см. сх. *а*) в упругую трубку *2*, на конце которой закреплен стержень *4* с упругими элементами захвата. Перемещения стержня ограничены упорами *5* и *8*. Трубка *2*, распрямляясь, перемещает изделие *11* (см. *б*) на один шаг. Далее изделие *11* захватывается и перемещается другим м. *12*. Управляют м. с помощью пневмораспределителей *10*, приводимых от кулачкового вала *9*.

Э. может быть использован в автоматических линиях для перестановки деталей с одной позиции на другую. Наиболее перспективным направлением является применение Э. в герметизированном пространстве. На сх. *б* горизонтальная линия — стенка, разделяющая две среды, одна из которых, например, вакуум. В ней нет подвижных уплотнений, а детали, находящиеся в вакууме, не имеют трущихся частей, что позволяет существенно уменьшить потери на трение и газовыделение с поверхностей звеньев.

Ю

ЮСТИРОВКИ АНТЕННЫ М.— устр. для перемещения и установки рефлектора антенны в заданное положение.

Для юстировки, в частности, необходимы независимые повороты вокруг вертикальной и горизонтальной осей и вертикальное перемещение. С этой целью рефлектор можно связать со стойкой посредством приводного трехподвижного соединения, составленного из вращательных пар с пересекающимися осями и направляющего м., например, в виде пантографа. Известен Ю., в котором использован параллелограмм с двумя степенями свободы. Рефлектор закреплен на его коротком звене, а два других сопряженных с ним звена, шарнирно связанные с платформой,— ведущие. Поворот длинного звена приводит к перемещению рефлектора по дуге окружности (приближенное вертикальное перемещение), а поворот короткого звена обеспечивает наклон рефлектора. Платформа выполнена вращающейся вокруг вертикальной оси.

ТЕМАТИЧЕСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

В тематическом указателе для удобства пользования Словарем-справочником все понятия систематизированы по принадлежности к той или иной области науки и техники по функциональным и структурным признакам.

Против каждого понятия проставлен номер страницы, на которой оно описано или на которой расположено начало статьи, где содержится понятие. Для некоторых понятий дан номер второй страницы, где приведена лишь ссылка на название статьи, в которой имеются сведения о данном понятии.

Отдельные обобщающие понятия сопровождаются сокращенными терминами, приведенными в строку через одну черту. Например:

Зубчатая передача 126,– Передаточное число 275, это означает, что зубчатая передача описана на стр. 126, а ее передаточное число – на стр. 275.

В столбик через две черты рядом с обобщающими понятиями помещены определения, характеризующие их разновидности. Например:

Зубчатая передача 126.– ...,
– – винтовая 48
– – коническая 164,

это означает, что винтовая зубчатая передача описана на стр. 48, а коническая зубчатая передача на стр. 164.

При этом порядок слов в названии статей Словаря-справочника и понятий в данном указателе может не совпадать.

Указатель позволяет наглядно представить, что содержится в книге. Его не следует рассматривать как классификацию понятий, видов механизмов, их элементов. Наряду с терминами, имеющими непосредственное отношение к механизмам, сюда вошли понятия из смежных областей. И, естественно, автор не претендует на полноту их охвата. Применение механизмов в различных машинах представлено лишь отдельными примерами. То же относится и к иллюстрациям характерных признаков механизмов, приемов проектирования, методов анализа и синтеза и т. п. В данном случае ставилась цель дать элементарные сведения и в общих чертах осветить состояние вопросов.

Названия разделов и подразделов означают соответствующую область или тему, к которой относится приведенный термин, разделы содержат не все понятия этой области или темы, а только те, которые в какой-то мере могут быть использованы при исследовании или проектировании механизмов.

Некоторые понятия и подразделы условно отнесены к тому или иному разделу, поскольку их недостаточно для того, чтобы выделить в отдельный раздел. В частности, в раздел «Теория механизмов и машин» по упомянутому принципу включен ряд понятий, касающихся теории управления, и др.

Ряд терминов может быть отнесен к различным подразделам. Однако, как правило, эти термины упомянуты один раз там, где, по мнению автора, их легче всего отыскать. В подразделы «Общие понятия» вошли наряду с действительно общими понятиями также и те, которые не удалось отнести к той или иной группе, характеризующейся специфичными признаками.

ОБЛАСТИ НАУКИ И ТЕХНИКИ

Детали машин 92
Машиноведение 215
Машиностроение 215
Механика 218
Теория машин-автоматов 460
Теория м. и машин 460, 218
Техника 460

ГЕОМЕТРИЯ

Архимедова спираль 24
Гипотрохоида 76
Гипоциклоида 76
Графическое дифференцирование 81
Графическое интегрирование 81
Замкнутый контур 115
Кардиоида 170, 143
Конхоида Никомеда 170
Лемниската Бернулли 196
Перициклоида 282
Трохоида 477
Улитка Паскаля 170, 483
Циклоида 515
Эвольвента 536
– – сферическая 449
Эпитрохоида 542
Эпициклоида 542

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

Автоколебания (самовозбуждающиеся колебания) 7
Д'Аламбера принцип 85, 342
Д'Аламбера – Лагранжа принцип 85, 342
Вибрация 44
Движение, – Уравнение 491
– – криволинейное 180
– – механическое 218
– – относительное 264
– – переменное 280
– – переносное 280
– – поступательное 318
– – прямолинейное 355
– – равномерное 362
Движение твердого тела
– – винтовое 49
– – вращательное 58
– – плоскопараллельное 296
– – поступательное 318
Движение тела или точки
– – абсолютное 7
– – сложное 425
Действие механическое 218
Динамика 93, – Общее уравнение (принцип Д'Аламбера – Лагранжа) 85
Диссипативные силы 96
Импульс силы за конечный промежуток времени 132
Импульс обобщенный 248
Закон сохранения
– – импульса 431, 110
– – механической энергии 431, 110
– – энергии 431, 110
Инерция 137
Кинематика 144
Кинетика 150
Кинетостатика 150
Колебания, – Самовозбуждение 395, – Силовое возбуждение 415
– – собственные 427, – Частота 427
– – точки 159
Количество движения точки (импульс) 160, 132
Координаты обобщенные 247
Материальная точка 214
Мгновенная ось вращения 216
Мгновенный центр
– – вращения 216
– – скоростей 216
– – ускорений 216
Момент
– – вращающий 59, 226
– – системы сил главный 77
– – системы сил относительно центра главный 79
– – количества движения точки относительно оси 226
– – количества движения точки относительно центра 226
– – количеств движения системы относительно оси главный 80
– – количеств движения системы относительно центра главный 80
– – инерции механической системы относительно оси 226
– – инерции центробежный 510
– – пары 269, 226
– – силы относительно точки (центра) 226
Мощность 229, – Циркуляция (ндп) 516
– – замкнутая (ндп) 516, 112
Нагрузка 230
– – динамическая 230, 93
– – статическая 230, 439
Нутация 246, – Угол 539, 246
Ньютона законы механики 246
Пара сил 269
Перемещение 280
– – точки возможное (виртуальное) 53
– – системы возможное (виртуальное) 53
Прецессия 330, – Угол 539, 330
Принцип возможных (виртуальных) перемещений 53, 50
Работа 359
– – возможная (виртуальная) 53, 50
– – полезная 314
Равновесие механическое 361, 218
– – безразличное 361, 30
– – неустойчивое 361, 241
– – устойчивое 361, 499
Равновесие механической системы (равновесие) 361
Радиус инерции системы относительно оси 365
Реакции связи 411, 373
Резонанс 383
Связи 411
– – геометрические 411, 81
– – голономные 411
– – дифференциальные 411, 97
– – идеальные 411, 130
– – неголономные 411, 237
– – нестационарные 411, 240
– – неудерживающие 411, 240
– – стационарные 411
– – удерживающие 411
Сила 414, – Точка приложения 473
– – внешняя 414, 51
– – внутренняя 414, 52
– – инерции 414, 136
– – инерции кориолисова 172
– – обобщенная 247
– – тяжести 415
– – центробежная 509
– – центростремительная 511
Система
– – колебательная 159
– – механическая 218
– – отсчета 419, 265
– – сил 419, – Главный вектор 79, – Равнодействующая 361
– – статически неопределимая механическая 439

— — статически определимая механическая 439
Скорость
— — обобщенная 247
— — точки 423
— — угловая 479
Статика 439
Траектория точки 473
Уравнение механики общее 85, 249
Ускорение точки 498
— — касательное (тангенциальное) 498, 143, 457
— — кориолисово 172
— — нормальное 242
Ускорение угловое 479
Угол
— — поворота тела (звена) 58, 480
— — собственного (чистого) вращения 539, 427
Фаза 499
Центр
— — качания 215, 506
— — масс механической системы (центр масс) 506
Центроида 511
Цикл 514
Число степеней свободы 521, 440
Энергия 542, — Циркуляция 516
— — системы кинетическая 150
— — системы потенциальная 321
Эйлера углы 539

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ТРЕНИЕ

Буксование 36
Верчение (в подшипниках) 42
Качение колеса по плоскости 144
Самоторможение 401
Скольжение
— — геометрическое 67, 422
— — упругое 488, 422
Смазка
— — гидродинамическая 70
— — гидростатическая 74
Трение 475, — Коэффициент 475, — Круг 184, — Сила 375, — Угол 475, 481
— — без смазки 475
— — граничное 475
— — движения 475
— — жидкостное 475, 104
— — качения 475
— — покоя 475, 314
— — скольжения 475, 422
Эйлера формула 503, 539

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Долговечность 103
Жесткость 104
Изгиб 132
Износ 132
Износостойкость 132
Кручение 184
Момент инерции плоской фигуры 226
— — осевой 226, 261
— — полярный 226, 316
— — центробежный 510
Момент крутящий 226, 184
Момент сопротивления 227
Надежность 231
Напряжение механическое 234
Пластичность 296
Прочность 353
Растяжение (сжатие) 371
Сдвиг 411
Состояние
— — неработоспособное (неработоспособность) 240
— — работоспособное (работоспособность) 359
Срез 436
Твердость 458
Упругость 491
Усталость 499
Устойчивость сооружения 499
Хрупкость 505

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

Анализ м. 22
— — динамический 93
— — кинематический 148
Кинематика м. 145
Машина 215
Механизм 215
— — исполнительный 139
Обращения движения метод 248, 218
Синтез м. 418
Устройство 499
— — исполнительное 139
Функция
— — передаточная 274
— — положения м. 504

СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ

Ассура группа 443, 25
Звено м. 122
Кинематическая пара (пара) 145
Кинематическая цепь 148
— — замкнутая 112
— — незамкнутая 237
Кинематическое соединение 148
— — одноподвижное вращательное 252
Лишняя степень свободы (местная подвижность) 203
Малышева формула 521, 208
Связи
— — избыточные 130
— — пассивные 272
Связь магнитная в м. 207
Соединение м.
— — параллельное 270
— — последовательное 317

Структурная группа 443
Структурные признаки 443
Схема м. 453
— — кинематическая 148, 453
— — обобщенная структурная 247
— — структурная 453
Ферма 500
Чебышева формула 518

РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ПРОЦЕССЫ В МЕХАНИЗМАХ

Выбег машины 61
Выстой 64
— — в зубчато-рычажном м. 65
— — в м. прижима 65
Мертвая точка в м. 217
— — параллельных кривошипов 217
Мертвый ход 29, 217
Переходный процесс 282
Распорное действие сил в м. 370
Реверсирование 374
Режим передачи
— — обгонный 468, 246
— — обратимый 246
— — противовключения 468, 382
— — тормозной 468
— — тяговый 478
Самоустановка звена 404
Установившееся движение м. 499, — Цикл 514

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Аналог
— — скорости точки 22
— — углового ускорения звена 22
— — угловой скорости звена 22
— — ускорения точки 22
Ассура метод особых точек 25
Движения коэффициент 208, 178
Заменяющий м. 111
Замкнутого векторного контура метод (метод В. А. Зиновьева) 115
Изменения средней скорости выходного звена коэффициент 178, 132
Крайнее положение звена 178
Крайнее положение м. 178
Передаточное отношение 274
План м. 286
План скоростей м. 286
План ускорений м. 287, 499
Преобразования координат метод 325, 218
Шатунная кривая 532

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Динамичности коэффициент 93
Жуковского теорема 104, 460
Коэффициент полезного действия (КПД) 178
— — м. цикловой 514
Неравномерности движения м. коэффициент 178
План сил 415, 286
Приведенная масса м. 330
Приведенная пара сил 330
Приведенная сила 330
Приведенный момент инерции м. 330, 331
Приведенный момент сил 330, 331
Реакция в кинематической паре 372
Силовое передаточное отношение 275, 415
Силовой анализ м. 415
Угол давления 480
Уравнение движения звена приведения 491

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

Взвешенная разность 43
Глобальный минимум 80
Локальный минимум 205
Ограничения в синтезе м. 250
Оптимизация в синтезе м. 259
Отклонение от заданной функции 262
Поиск в синтезе м.
— — комбинированный 161
— — направленный 232
— — случайный (метод Монте-Карло) 425
Робертса теорема 385
Синтез м. 418, — Входные параметры 61, — Выходные параметры 66, — Параметры 271
— — динамический 93
— — интерполяционный 139
— — квадратический 145
— — кинематический 148
— — оптимизационный 259
— — по Чебышеву 418
— — приближенный 330
— — структурный 443
— — точный 473
Целевая функция 506

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ, ИХ ЭЛЕМЕНТЫ И ПАРАМЕТРЫ

Логический м. 204
Логический такт 204
Логический элемент 204
Маневренность 209
Сигнал
— — входной 61
— — выходной 66
— — системы управления машины (сигнал) 413
Система управления машины (система управления) 420, — Вход 61, — Выход 66
— — избирательная (однотактная) 130
— — по времени 420
— — по пути 420
— — последовательностная (многотактная) 317, 224
Программа машины 345
Такт движения 456
Тактограмма машины 456
Управляющее устр. 485
Циклограмма машины 515

УРАВНОВЕШИВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ И БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ ТЕЛ

Балансировка ротора 27
Дисбаланс 93
Замещающих масс система 112, 419
Неуравновешенность ротора 240
— — динамическая 240, 93
— — моментная 240, 227
— — статическая 240, 439
Противовес 351
Ротор 388, – Ось 262
Уравновешивание вращающегося звена
— — полное 316
— — статическое 439
Уравновешивание м. 494
— — динамическое 494, 93
— — приближенное 494, 330
— — статическое 494, 439
Уравновешенный м. 494

ТОЧНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ

Биение
— — радиальное 362
— — торцовое 470
Девиация 90
Зазор 110
— — гарантированный боковой 66
Кинематическая погрешность 148
Кинематическая точность 148
Натяг 234
Отклонение
— — от параллельности осей в зубчатой передаче 263
— — шага зацепления 263
Ошибка
— — перемещения м. 265
— — первичная в м. 272
— — положения м. 265
Плавность работы передачи 286
Погрешность 301
— — направления зуба 301
— — профиля зуба 301
Суммарное пятно контакта 445
Циклическая погрешность 514

ПРИЕМЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ

Инверсия звеньев в м. 134
Исключение избыточных связей 130, 139
Конструктивное преобразование м. 167
Конструктивное упрощение схемы 168
Конструктивные разновидности кривошипно-кулисного м. 181
Модуль 225
Параметрический ряд 271
Плавающее звено 286
Преобразование планетарного м. в другие виды м. 324
Преобразование четырехзвенного м. 324
Размещение
— — звеньев плоского м. 367
— — опор рамы 255
Рациональный м. 130, 372
Унификация 483

СТРУКТУРНЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ МЕХАНИЗМОВ

ЗВЕНЬЯ МЕХАНИЗМОВ, СОЕДИНЕНИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ

Звенья, детали и их элементы (общие понятия)

Балансир 26
Деталь 92
Звено
— — ведомое 41
— — ведущее 41
— — входное 61
— — выходное 66
— — исполнительное 139
— — начальное 237
Каретка 143
Клин 153
Коромысло 173
Кривошип 181
Кулиса 192
Маховик 214
Маятник 215
Направляющая 232
Педаль 272
Подкос 311
Ползун 314
Промежуточное (соединительное) звено 346
Рама 369
Рычаг 393
— — перекатывающийся 275
Собачка 427
Стойка 440
Ступица 444
Тяга 478
Шатун 532
Храповое колесо 504

Соединения деталей

Соединение
— — болтовое 34
— — винтовое 49
— — деталей 428
— — дифференциальное 97
— — заклепочное 110
— — зубчатое 534, 126
— — клеммовое 153
— — клиновое 153
— — кулачковое 188
— — неподвижное 239
— — неразъемное 239, 240
— — подвижное 428, 310
— — разъемное 369
— — резьбовое 383
— — сварное 408

— — упругое 489
— — шлицевое 534
— — шпоночное 534

Детали и элементы соединения

Болт 34
Гайка 66
Заклепка 110
Крепежная деталь 178
Стык 444
Шайба 527
Шпилька 534
Шплинт 534
Шпонка 534
Штифт 534

Резьба, элементы и параметры

Резьба 383, — Сбег 405, — Угол подъема 480, — Ход 504, — Шаг 523
— — внутренняя 383, 52
— — левая 383, 196
— — многозаходная 383, 220
— — наружная 383, 234
— — одиозаходиая 383, 234
— — правая 383, 322

Валы, оси и их элементы

Вал 39
— — гибкий 69
— — коленчатый 39, 160
— — кулачковый 39, 190
— — кривошипный 39, 183
— — телескопический 39, 459
— — эксцентриковый 39, 540
Керн 145
Ось 262
Пята 506, 359
Цапфа 506
Шейка вала 506, 533
Шип вала 506, 533

Детали подшипников

Подушка 311
Сепаратор 413

Зубчатые колеса и звенья

Колесо
— — в зубчатой передаче 160
— — с внешними зубьями 51, 160
— — с внутреиними зубьями 51, 160
Колесо зубчатое 126
— — коническое 166
— — косозубое цилиндрическое 17
— — некруглое 237
— — плоское 166, 296
— — прямозубое цилиндрическое 354
— — цилиндрическое с криволинейными зубьями 516
— — шевроиное цилиндрическое (шевронное) 532
Модифицированный глобоидный червяк 80, 225
Рейка зубчатая (рейка) 126, 383
Сектор зубчатый 129, 412
Триб 477
Червяк 518
Червячное колесо 518, 519
Шестерня 533

Элементы зубчатых колес

Базовая плоскость конического зубчатого колеса 26
Венец зубчатый 128, 42
Конусы конического колеса 169
Полушеврон 316
Соосная поверхность зубчатого колеса 428
Торец венца конического зубчатого колеса 465

Виды зубьев и их элементы

Зуб 122, — Вершина 122, 42, — Впадина 58, — Головка 122, 81, — Делительная головка 122, 90, — Делительная ножка 122, 90, — Кромка 122, 184, — Линия заострения 122, 199, — Ножка 122, 243, — Основание 122, 261, — Подрезание 311, — Постоянная хорда 318, — Профиль 352, — Рабочая сторона 122, 361, — Срезание 436
— — винтовой 49
— — косой 178
— — левый 196
— — правый 322
— — прямой 355
— — эвольвентный 537
Зубья — Модуль 225, — Шаг 522, — Угловой шаг 522, 480
— — внешние 51
— — внутренние 51
Линия зуба, — Угол наклона 480
— — теоретическая 122, 460
Модификация
— — поверхности зуба 122, 225
— — профиля головки зуба 225
— — профиля ножки зуба (ндп. Выполиение протуберанца) 225
Осевая форма зуба конического зубчатого колеса 260
Поверхность зуба, — Контактная линия 169
— — боковая 122, 33
— — главная 122, 79
— — номинальная 122, 246
— — теоретическая 122, 460
Профиль зуба, — Угол 480, Эвольвентный угол 536, 538

Звенья планетарной и волновой передач

Водило 289, 53
Волнообразователь 55, 58
Генератор волн 55, 66
Колесо
— — гибкое 55, 70

— — жесткое 55, 104
— — центральное 286, 507
Сателлит 405
— — парный 272

Звенья кулачкового механизма

Кулачок 192
— — регулируемый 376
— — спиральный 432
— — цилиндрический 515
Ролик в кулачковом м. 386
— — перекидной 276
Рокер 386
Толкатель 462

Детали механизма с гибким звеном

Звездочка 511, 122
Натяжной ролик 236
Приводной ремень 383, 338
Цепь 513
Шкив 533

Упругие звенья

Пружина 353
Пружинное звено в м. 354
Рессора листовая (рессора) 385
Торсион 469
Трубка Бурдона 477
Упругий ограничитель 487

Детали вибрационных механизмов

Бегунок 44, 29
Дебаланс 44, 90

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ

Виды кинематических пар и геометрия их элементов

Кинематическая пара (пара) 145, 269. — Класс 153, — Элемент 540
— — винтовая 49
— — вращательная 58
— — высшая 145, 66
— — двухподвижная 89
— — двухподвижная сферическая 90
— — зубчатая 126, 125
— — низшая 145, 241
— — одноподвижная 252
— — плоскостная 296
— — поступательная 318
— — пятиподвижная 359
— — трехподвижная 477
— — трехподвижная сферическая 477
— — цилиндрическая 515
— — четырехподвижная 520
Опора 256
— — вала (оси) 256
— — вала (оси) упругая 485
— — гидроцилиндра 257
— — ножевая 243
— — призматическая регулируемая 342
— — сферическая зубчатого колеса 448
— — шаровая 529
— — шаровая колесная 528
Сопряженные поверхности 429
Угол винтовой линии 480
Ход винтовой линии 504
Шарнир 527
— — двойной 87
— — сферический 449
— — цепи открытый 263

Подшипники

Подпятник 311
Подшипник 311
Подшипник качения 311
— — дифференциальный 100
Подшипник скольжения 312

Зубчатые передачи (виды, параметры и проектирование высшей кинематической пары)

Геометрические виды зубчатых передач

Зубчатая передача 126. — Передаточное число 275
— — винтовая 48
— — коническая 164
— — неортогональная 164, 239
— — ортогональная 164, 260
— — реечная цилиндрическая (реечная) 381
— — цилиндрическая 515
Передача
— — гиперболоидная 75
— — гипоидная 75
— — глобоидная 80
— — косозубая цилиндрическая (косозубая) 177
— — Новикова цилиндрическая 242
— — обкатная коническая (коническая) 247
— — полуобкатная 316
— — прямозубая цилиндрическая (прямозубая) 354
— — реечная червячная 380
— — смешанная коническая 425
— — спироидная 433
— — червячная 518
— — шевронная цилиндрическая (шевронная) 532
— — эвольвентная 536
— — эквивалентная цилиндрическая 539

Геометрические элементы (точки, линии, поверхности) зубчатой передачи

Аксоидные поверхности колес передачи 19
Главное сечение зубчатых колес передачи 79
Делительная поверхность зубчатого колеса 90
Линия зацепления зубчатой передачи 199
— — активная 20

Межосевая линия передачи 216
Начальные поверхности зубчатых колес передачи 237
Окружность зубчатого колеса
– – делительная 90
– – начальная 237
Основная окружность эвольвентного зубчатого колеса 261
Полюс зацепления зубчатой передачи 316
Полюсная линия зубчатой передачи 316

Виды зубчатых зацеплений

Зацепление
– – беззазорное 29
– – внешнее 51
– – внутреннее 51
– – зубчатое (зубчатая пара) 126, 121
– – квазиэвольвентное конических зубчатых колес (ндп. октоидное зацепление) 145
– – многопарное 221
– – однопарное 252
– – станочное 438
– – сферическое эвольвентное 449
– – цевочное 506
– – циклоидальное 515
– – часовое 517
– – эвольвентное 536

Характер взаимодействия зубьев

Боковой зазор зубчатой передачи 33
Глубина захода зубьев 81
Двухпараметрическое огибание в зубчатой передаче 89
Интерференция зубьев 139
Контакт зубьев
– – кромочный 184
– – линейный 199
– – точечный 473
Локализация пятна контакта зуба 205
Основная теорема зацепления 261
Пересопряжение зубьев 282
Радиальный зазор 364
Сопряженные поверхности зубьев 429
Сопряженные профили зубьев 429

Параметры и элементы станочного зацепления

Блокирующий контур 32
Воспринимаемое смещение 426, 58
Исходный контур 140. – Коэффициент смещения 426, 178. – Смещение 426
Копирования метод 239, 172
Нарезание зубчатых колес 239
Огибания метод 249
Производящее зубчатое колесо 346
Производящий контур зубчатого колеса 346
Уравнительное смещение 426, 491

Размеры зубчатых передач и колес

Делительное межосевое расстояние 90
Диаметры зубчатых колес эвольвентной передачи 92
Конического зубчатого колеса размеры 165
Конусное расстояние конического зубчатого колеса 169
Межосевое расстояние передачи 216
Межосевой угол передачи 217
Общая нормаль зубчатого колеса 249
Ширина венца 533

Качественные показатели зубчатого зацепления

Осевого перекрытия коэффициент 261
Перекрытия коэффициент 280
Приведенный радиус кривизны 331
Скорость скольжения контактных точек поверхностей (профилей) зубьев 422
Торцового перекрытия коэффициент 469
Удельное скольжение в контактной точке поверхности (профиля) зуба 481

Кулачковые механизмы (параметры и проектирование элементов высшей кинематической пары)

Выбор размеров кулачка 185
Выстой в кулачковом м.
– – верхний 186
– – нижний 186, 241
Замыкание
– – геометрическое 190, 66
– – силовое 190, 415
Построение кулачка 186
Расчет кулачка 187
Фаза опускания в кулачковом м. 499
Фаза подъема в кулачковом м. 500

МЕХАНИЗМЫ ПО СТРУКТУРНЫМ ПРИЗНАКАМ И ХАРАКТЕРУ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ

МЕХАНИЗМЫ ПО ОБЩИМ ПРИЗНАКАМ РАСПОЛОЖЕНИЯ В ПРОСТРАНСТВЕ И СТРУКТУРЫ

Планетарный м. 291
Плоский м. 296
Пространственный м. 348
– – трехзвенный 476
– – четырехзвенный 519
– – поводковый 476
Сферический м. 449

ШАРНИРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Антипараллелограмм 88, 23
Беннета м. 519, 30
Двухкоромысловый м. 88
Двухкривошипный м. 88
Карданная передача 143
Кривошипно-коромысловый м. 181
Параллелограмм 269
Параллельных кривошипов м. 270

Поворотных шатунов м. 301
Универсальный шарнир 143, 483
Шарнирный м. 528
— — четырехзвенный (четырехзвенник) 528, 520

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Двухкулисный м. 83
Двухползунный м. 90
Коромыслово-кулисный м. 173
Коромыслово-ползунный м. 173
Кривошипно-кулисный м. 182
Кривошипно-ползунный м. 183
Кулисно-ползунный м. 193
Кулисный м. 193
— — уравновешивания рычага 193
— — шестизвенный 194
Рычажный м. 393

ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Винтовая передача 49, 48
— — волновая 53
— — несоосная 288, 240
— — планетарная 288
— — шариковая 527
Винтовой м. 49
Ленточно-винтовая передача 196

КЛИНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Клиновой м. 154
— — в гидроцилиндре 154
Клиновой однонаправленный преобразователь силы 154

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Кулачковый м. 190
— — многооборотный 221
— — переключаемый 276

МЕХАНИЗМЫ С ГИБКИМИ ЗВЕНЬЯМИ

Гибкая связь поступательно-направляющих м. 68
Гибкий толкатель 70
Передача
— — ленточная 198
— — ременная 383
— — цепная 511
Полиспаст 315
Цепной планетарный м. 513
Шариковый передаточный м. 70, 527

ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ИХ ПАРАМЕТРЫ

Бипланетарный зубчатый м. 30
Волновая зубчатая передача 55
Планетарная зубчатая передача 289
Планетарная передача с некруглыми колесами 291
Фергюссона м. 500

Геометрия и силовой анализ планетарной зубчатой передачи

Силы в планетарной зубчатой передаче 417
Условия в планетарной зубчатой передаче
— — сборки 407, 499
— — соосности 428, 499
— — соседства 430, 499

ФРИКЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Волновая фрикционная передача 57
Фрикционный м. 503
— — лентопротяжный 196
Ролико-винтовая передача 386

МЕХАНИЗМЫ, СОСТАВЛЕННЫЕ ИЗ РАЗНЫХ ВИДОВ МЕХАНИЗМОВ

Волновая реечная передача 189, 57
Зубчато-кривошипный м. 127
Зубчато-кулачковый м. 126, 188
Зубчато-мальтийский м. 127
Зубчато-рычажный м. 128, 393
Кулачково-мальтийский м. 188
Кулачково-планетарный м. 189
Кулачково-реечная передача 189
Кулачково-рычажный м. 189, 393
Кулачково-цепной м. 190
Падающего червяка м. 265
Параллелограммно-реечный м. 269
Реечный реверсивный м. 381
Ропера м. 388
Цепной ползунный м. 513
Червячно-кулачковый м. 519
Шарнирный (рычажный) дифференциальный м. в замкнутой передаче 528

МЕХАНИЗМЫ ПО ФУНКЦИОНАЛЬНЫМ ПРИЗНАКАМ И КОНСТРУКТИВНЫМ ОСОБЕННОСТЯМ

МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДОВ

Приводные устройства общего назначения

Балансирный двигатель 140, 27
Вибродвигатель 46
Привод 332
— — машины 332
— — качательных движений 144
— — многодвигательный многоскоростной 219
— — пространственных вращений многодвигательный 333, 335, 348
— — пространственных вращений однодвигательный 348
— — пружинный 354
— — рулевой 392

Приводная кинематическая пара 332
Приводное соединение
— — двухподвижное вращательное 333
— — кинематическое 335
— — одноподвижное кинематическое 335
— — трехподвижное вращательное 335
— — трехподвижное вращательно-поступательное 336
— — цепное кинематическое 512
— — шестиподвижное кинематическое 337
Приводной сателлит 338
Центробежный толкатель 462, 511
— — регулируемый 377

Двигателей внутреннего сгорания и компрессоров механизмы

Ванкеля двигатель 40
Диафрагменного насоса м. 92
Клапан ленточный 152
Клапанный распределительный м. 152
Компрессора двухпоршневого м. 163
Лопаток м. 205
Опережения впрыска топлива м. 254
Пуска дизеля м. 357
Реверсивное устр. реактивного сопла 373
Сарича двигатель 404
Стартер инерционный 136
Топливный насос 463

Гидравлические (пневматические) приводы

Гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный 299, 301
Гидромотор (пневмомотор)
— — аксиально-поршневой 18, 73
— — неполноповоротный 299, 239
— — радиально-поршневой 363, 73
Гидромотор-редуктор 73
Гидропривод с объемным регулированием 73
Гидрораспределитель (пневмораспределитель) 74
Гидроцилиндр (пневмоцилиндр) 74
— — моментный 299, 227
Пневмоцилиндр 74, 299

ПЕРЕДАЧИ И ИХ СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ

Передачи движения общего назначения и однорежимные

Герметичный вращательный привод 67
Герметичный поступательный привод 68
Мультипликатор 229
Передача 275
— — вращения замкнутая 112
— — многопоточная 221
— — повышающая (мультипликатор) 301
— — понижающая (редуктор) 316
— — силовая 474, 415
Передаточный м. 275
Редуктор 379
— — зубчатый 379, 129

Передачи движения многорежимные

Дифференциальный м. (дифференциал) 98, 97
— — винтовой 97
— — кулачковый 98
Коробка передач 173
Многоскоростная зубчатая передача
— — с неподвижными осями колес 221
— — планетарная 223
Планетарный м. поворота 299
Реверсивный м. (реверс) 373
— — распределительный 371
Редуктор-реверс
— — конический с планетарными передачами 380
— — планетарный 293
Трансмиссия 474
— — замкнутая 113

Вариаторы скорости и трансформаторы момента

Вариатор 40
— — волновой фрикционный 57
— — дисковый фрикционный 95
— — импульсный 133
— — клиноременный 155
— — планетарный фрикционный 294
— — пластинчатый 295
— — торовый 468
— — цепной 295, 512
Гидромеханическая двухпоточная передача 71, 90
Гидромеханическая передача тепловоза 72
Инерционный трансформатор вращающего момента 136

Передачи движения самоуправляемые

Однонаправленного движения м. 251
Самоблокирующийся дифференциальный м. 393
Самовключения движителя м. 395
Самозатягивающийся м. 398
Самонажимной м. 400
Самонастраивающийся м. 400
Самоуправляемый передаточный м. 402
Свободного хода м. 408
Храповой м. 504

Муфты

Соединительные муфты

Муфта 229
— — волновая 67, 57
— — зубчатая компенсирующая 125
— — компенсирующая 229, 161
— — крестовая 83, 180
— — поводковая 476, 299

— — подвижная 229, 310
— — упругая 485
— — упруго-инерционная 489
— — шарнирная 527
— — шарнирно-плоскостная 528
— — шаровая синхронная 529

Сцепные муфты

Муфта 229
— — дисковая 502, 94
— — конусная 169
— — ленточная 197
— — многодисковая 502, 220
— — обгонная 408, 246
— — пневмокамерная 298
— — предохранительная 322
— — пусковая фрикционная 358
— — самоуправляемая 402
— — фрикционная 502
— — центробежная 508
Синхронизатор 419
Сцепление 453
Сцепная муфта 454
— — зубчатая 126
— — кулачковая 188
— — управляемая 454, 484

Тормоза и тормозные системы

Сервотормоз 413
Стояночного тормоза м. 441
Тормоз 465
— — грузовой 465
— — грузоупорный 83
— — дисковый 94
— — колодочный 465, 160
— — ленточный 465, 198
— — ленточный реверсивный 198
— — самозатягивающийся 399
— — трансмиссионный 473
— — транспортной машины 466
— — центробежный 508, 511
Тормозная система 467
— — вакуумная 467, 37

ДВИЖИТЕЛИ И ИХ СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ

Вибродвижитель 47
Многокатковой тележки м. 220
Мотор-колесо 226. – Складывающаяся подвеска 421
Ортогонально-шагающий движитель 260
Стопоходящий м. Чебышева 441
Шагающий ход 523

ВИБРАЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Вибровозбудитель 44
— — дебалансный 44, 90
— — зубчато-планетарный 44, 128
— — планетарный 44, 291
— — поводково-планетарный 44, 299
— — фрикционно-планетарный 44, 503
Вибростенд 48
Импульсный привод 134
Ударно-вибрационная машина 481

НАГРУЖАЮЩИЕ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Всестороннего сжатия м. 60
Испытаний образца м. 139
Испытательный замкнутый стенд 140
Нагружатель в замкнутом стенде 230
Центробежный стенд 510

АМОРТИЗАТОРЫ И ДЕМПФЕРЫ

Амортизатор 20
Демпфер 90
— — захватного устр. 91
Компенсатор затвора 161
Маятниковый гаситель поперечных колебаний 215
Торможения поршня м. 465
Упругая подвеска направляющего ролика 485
Успокоитель 499

ШАГОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Анкерный м. 23
Грейферный м. в кинотехнике 326, 83
Импульсной подачи м. 132
Мальтийский м. 208
Прерывистого вращения м. 325
Прерывистого однонаправленного движения м. 326
Прерывистой подачи м. 327
Протяжной м. 352
Скачковый м. 421
Шагового перемещения м. 525
Шаговый м. 525
— — храповой 526

ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ, ЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА И ЗАМКИ

Автостроп 12
Байонет 26
Грейфер 82
Дверей тамбура м. 85
Жесткое замыкание м. 103
Зажим
— — «лира» 108
— — самозатягивающийся 397
— — торцовый 471
— — упругий 486
— — центрирующий 508
Зажима стекла м. 108
Зажима транспортируемых изделий м. 108
Зажимная головка 108
Зажимной м. установки термоимпульсной сварки 109
Закрепления арматуры м. 110
Замковое осевое соединение деталей 115

Замок
— — гидроцилиндра 115
— — дверной 116
— — опорно-сцепного м. 258. 117
— — цилиндровый 117
Запирающийся шарнир 119
Затвор дверцы печи 119
Затвора смесителя м. 119
Защелка
— — замка 121
— — переключателя 122
Захватного устр. поворотный м. 120
Захватного устр. прямолинейно-поступательный направляющий м. 120
Захватное устр.
— — адаптивное 15
— — вакуумное 37
— — опрокидывающее 258
— — поддерживающее 310
— — самозажимное 395
— — самоустанавливающееся 403
— — сдвоенное 411
— — схватывающее (схват) 452
— — съемное 456
— — торцовое 470
— — упругое 488
— — центрирующее 507
— — четырехстороннее 520
Ключ гаечный универсальный 156
Листозахватное устр. 199
Люнет самоцентрирующийся 206
Патрон
— — зажимной 109
— — самозажимной 396
Приемный м. выдувной машины 338
Прижима м. 339
Прижимной м.
— — резальной машины 341
— — сварочной установки 341
Разделки проводов м. 366
Самозапирающееся соединение труб 396
Самоцентрирующий м. 404
Спусковой м. ружья 434
Струбцина 442
Стыковки деталей м. 444
Стягивающий м. 445
Съемник 456
Цанга 505
Цанговый быстроразъемный сферический шарнир 505

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Балансировочный станок 27
Беззазорный м. 29
Блокировочный м. 31
Бокового давления исключение 33
Выравнивание нагрузки на барабанах лебедок и конвейеров 63
Выравнивания скорости цепи м. 63
Геометрическое регулируемое замыкание в захватном устр. 66
Компенсирующий шарнирный м. 161
Крепление для горных лыж 178
Натяжения ленты конвейера м. 234
Натяжения нити м. 235
Натяжения цепи регулятор 235
Натяжной м. 235
Ограничитель осевого усилия винтового м. 250
Предохранительное устр. 323
Программный уравновешиватель 345
Противоугонный м. 352
Разгрузка ползуна 365
Регулирования колодочного тормоза м. 374
Регулирования направляющей м. 375
Точной остановки м. 473
Уравнительный м. двухпоточной зубчатой передачи 491
Уравновешивания испытательной платформы м. 495
Уравновешивания карданной передачи м. 495
Уравновешивания пантографа м. 497
Уравновешивающий м. самоустанавливающегося звена 498

МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ЗАДАННЫХ ДВИЖЕНИЙ, КРИВЫХ И МАТЕМАТИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ

Айдограф 16
Анализатор гармонический 22
Аффинограф 25
Архимедова спираль 24
Возвратно-поступательного движения м. 53
Гиперболограф 75
Дифференциограф 100
Импульсатор вращения 132
Инверсор 134
Инвертор 135
Интеграф 137
Конверсор 163
Коникограф 163
Коноидный м. 167
Конхоидограф 170
Лемнискаты Бернулли воспроизведение 196
Множительный м. 224
Направляющий м. 234
— — окружности 253
— — поступательно-сферический 320
Огибания м.
— — гиперболы 249
— — параболы 249
— — эллипса 250
Одноподвижное вращательное соединение 252
Относительного поворота м. 264
Отсекающий равные отрезки на осях координат м. 265
Пантограф 265
— — Сильвестра 268
— — суммирующий 447
Параболограф 269
Параллельно-направляющий м. 270
— — в пантографе 270
Пересечения поверхностей тел вращения м. 280

Пересечения поверхности тела вращения плоскостью м. 281
Поворотный м. (м. поворота, м. вращения) 300
Поступательно-направляющий м. 318
– – в пантографе 319
– – упругий 487
Поступательно-ориентирующий м. 319
Проектирования т. на прямую м. 346
Пропорциональных отрезков м. 346
Пространственного копирования м. 347
Пространственных движений передача 349
Противовращения м. 351
Прямолинейно-направляющий приближенный м. (прямило) 355
Прямолинейно-направляющий точный м. 356
Равномерного поступательного движения м. 361
Радиально-направляющий м. 361
Разметки пересечения труб м. 367
Реверсор 371
Регулируемого хода м. 375
Роликовых опор м. 387
Секансный м. 412
Синусный м. 418
Сложения отрезков м. 424
Сравнения угловых скоростей м. 435
Суммирующий м. 446
Тангенсный м. 457
Трисеканты м. 477
Увеличенного относительного хода м. 478
Упругий преобразователь перемещений 488
Четырехугольного контура воспроизведение 521
Эвольвенты окружности воспроизведение 538
Эллипсограф 541

МАНИПУЛЯТОРЫ, ИХ ПАРАМЕТРЫ И МЕХАНИЗМЫ, ИМИТИРУЮЩИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧЕЛОВЕКА

Замкнутая передача кисти манипулятора 113
Кисти манипулятора м. 152
Кисти искусственной м. 150
Коленного сустава м. 159
Манипулятор 210, – Зона обслуживания 359, – Маневренность 209, – Рабочая зона 359, – Рабочее пространство 359
– – бурильной машины 36
– – ковочный 158
– – копирующий 172
М. манипулятора
– – задающий 106
– – зубчато-рычажный 211
– – прямолинейно-направляющий 211, 212, 355
– – прямолинейно-направляющий точный 212
– – прямолинейно-направляющий приближенный 211
– – прямолинейно-поступательный направляющий 213
– – уравнительный 492
Пантограф в манипуляторе 267
Планетарный м. в шарнире манипулятора 291
Подвесного манипулятора м. 309
Протеза голени м. 350
Протеза нижней конечности м. 350
Руки эквивалентный м. 389
Угол сервиса 480
Упругая приводная пара в манипуляторе 486
Уравновешивания манипулятора м. 495
Экзоскелетон 539

АВТОМАТОВ И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ МЕХАНИЗМЫ

Автоматическая линия 9
Автооператор 9
– – заливочно-дозирующий 110
– – смены инструмента 425
Бункерное загрузочное приспособление 36
Загрузочно-разгрузочный м. элеваторных стеллажей 105
Лоток 206
Магазин 206
Магазинное загрузочное приспособление 206
Машина-автомат 215
Ориентации заготовок м. 259
Отсекатель 264
Перегружатель 272
Перегрузочного стола м. 273
Перегрузочной платформы м. 273
Переталкиватель 282
Поворота стола м. 299
Подачи прутка м. 303
Подачи стола м. 304
Поштучной выдачи м. 321
Программный позиционер 345
Продольного суппорта м. 345
Робот 386
– – промышленный 386, 346
Ротор
– – рабочий 361
– – технологический 460
– – транспортный 474
Роторная линия 388
Силовая головка 415

ПРИБОРЫ И МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЯЮЩИЕ И СТАБИЛИЗИРУЮЩИЕ

Автомат давления 7
Арретирующий м. 23
Блокировочный м. 31
Вакуумный усилитель тормозной системы 38
Включающий м. 50
Выключатель автоматический 62
Гидростабилизатор 78
Дистанционного управления коробкой передач м. 96
Загрузки системы управления м. 105
Кнопка двухпозиционная 156

Микропереключатель 219
Обратная связь в м. 248
Ограничитель
– – скорости относительного движения 251
– – частоты вращения 251
Переключатель
– – быстродействующий 276
– – кулачковый 192
– – передач 277
– – путевой 278
Перекрывной кран 280
Проводка управления 344
Регулятор
– – ограничения хода гидроцилиндра 377
– – стока воды 378
– – тормозных сил 378
Регулятор центробежный
– – вариатора 379
– – всережимный 59, – Корректор 175
– – однорежимный 251, 253
– – опережения зажигания 510
– – сдвоенный 412
Рукоятка обучения робота 389
Сельсин в м. 412
Синхронная передача 419
Сканирующий м. 420
Следящей системы м. 424
Стабилизатор 436
– – аэрофотоаппарата 437
Стопор 440
Термокомпенсагор в м. 460
Тормозной пневматический кран 467
Управляемый самотормозящий м. (ндп. Механический усилитель мощности) 484
Упругий однонаправленный преобразователь силы 487
Фиксатор положения 500
Фиксации шпиндельного блока м. 501
Центробежный клапан 509
Юстировки антенны м. 543

ПРИБОРЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ И РЕГИСТРИРУЮЩИЕ

Акселерометр 17
Вариометр 41
Весы 42
Верньер 42
Виброграф 45
Вращающего момента измерение 59
Гировертикаль 76
Гироинтегратор 76
Гирокомпас 77
Гироскоп 77
– – дифференцирующий 101
– – интегрирующий 139
Двухконтактного измерения м. 87
Двухкоординатный индикаторный м. 87
Динамометрическое колесо 93
Индикатор измерительный 135
Интегриметр 138
Кинематической погрешности измерение 149
Координатограф 170
Корректирующий м. потенциометра 175
Манометр 214
Нормалемер 246
Отклонения от круглости измерение 263
Перепада давления м. 280
Перфоратор 283
Планиметр 295
Пневматический измерительный прибор 297
Расходомер 371
Скорости полета указатель 422
Спектрометра м. 432
Струнный преобразователь 443
Тахограф центробежный 457
Тахометр центробежный 458
Тензометр 459
Торсиограф 469
Уровнемер 498
Шагомер тангенциальный 526
Эвольвентомер 538

ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ В ТРАНСПОРТНЫХ, ПОДЪЕМНЫХ И ПОГРУЗОЧНЫХ МАШИНАХ

АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ МЕХАНИЗМЫ

Валопровод прицепа 343
Опорно-сцепной м. 258
Подвеска
– – автомобиля 304
– – балансирная 27
– – гусеничной машины 306
– – сиденья 413
Прицепа поворотный м. 343
Рулевое управление 391
Самосвала м. 400
Согласованного поворота ходовых тележек м. 427
Стабилизагор поперечной устойчивости 437
Стеклоочистителя м. 439
Сцепное устр. 454
Трансмиссия
– – пневмоколесного шасси 298
– – гусеничного трактора 474
Тягово-сцепной м. 478

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА МЕХАНИЗМЫ

Автосцепка 15
Вагонный замедлитель 37
Вагонных весов м. 37
Подвеска подвижного состава 308
Створок крыши вагона м. 439
Стрелки м. 442
Тележка подвижного состава 458
Токоприемник 462

ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА МЕХАНИЗМЫ

Автомат перекоса 8
Автопилот крена 12
Закрылка м. 110
Интерцептора м. 139
Лопасти несущего винта м. 205
Несущего винта редуктор 20
Ограничитель свеса лопасти 250
Подвеска агрегата 306
Предкрылка м. 322
Рулевого винта м. 390
Соосных винтов м. 428
Шасси самолета 530
Элеронов м. 541

ВОДНОГО ТРАНСПОРТА МЕХАНИЗМЫ

Гребного винта м. 82
Рулевого привода м. 390

ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН МЕХАНИЗМЫ

Дверей лифта м. 85
Кантователь 141
— — групповой 142
Крепь механизированная 178
Лебедка
— — двухбарабанная 195
— — соосная 195
Лифта подвеска 202
Ловитель
— — лифта 203
— — транспортного средства 203
Монтажа контактных сетей м. 227
Направляющая сваи 233
Направляющий м. колонны труб 160
Опора выносная 257
Пакетировщик 265
Парашют шахтный 271
Подвеска
— — кабеля 308
— — двери 307
Подъемника м. 313
Подъемной платформы м. 313
Подъемной площадки м. 314
Пола лифта м. 314
Портального крана м. 317
Таль 457
Телескопической стрелы м. 459

КОНВЕЙЕРЫ И ИХ МЕХАНИЗМЫ

Конвейер
— — кантующий 142
— — толкающий 463
— — эстафетный 542
Мотор-барабан 227
Роликовых опор м. 387
Трелевочная каретка 475
Шагового конвейера м. 523

ПОГРУЗОЧНЫХ МАШИН МЕХАНИЗМЫ

Бревноперегрузочный м. 35
Выгрузки бревен м. 61
Выдвижное оборудование погрузчика 62
Донной разгрузки м. 103
Лесопогрузчика оборудование 198
Перегрузчика м. 274
Погрузчик контейнеров 302
Погрузчика м. 302
Разгрузки контейнера м. 365
Разгрузки сыпучих материалов м. 366
Скипового подъемника м. 421
Сталкиватель грузов 438
Укладчик материала 500, 482

ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ В ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИНАХ И ОБОРУДОВАНИИ

ЗЕМЛЕРОЙНЫХ И ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН МЕХАНИЗМЫ

Автогрейдера м. 7
Бульдозера м. 36
Рыхлитель 392
Экскаватора рабочее оборудование с гидроприводом 539

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН МЕХАНИЗМЫ

Ботвосрезающий м. 34
Глубины вспашки регулирование 229, 81
Корчевателя м. 176
Косилки м. 177
Крутосклонного трактора м. 184
Культиватора м. 194
— — направляющий 194
Навесная гидравлическая система трактора 229
Плоскореза-глубокорыхлителя м. 296
Плуга м. 296
— — направляющий 297
Подборщик 304
Прессования сена м. 329
Разбрасыватель удобрения 365
Рулонного прессования м. 392
Стогометателя м. 440
Чаесборочной машины м. 517

ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ МЕХАНИЗМЫ

Дисковой пилы м. 94
Окорочного станка м. 253
Пилорамы м. 284

Сборки деревянных изделий м. 405
Смыкания плит м. 427
Центрирования кряжа м. 507

СМЕСИТЕЛЕЙ, ДРОБИЛОК И ФОРМУЮЩИХ МАШИН МЕХАНИЗМЫ

Бегуны для обмятия цемента 29
Валковой дробилки м. 39
Дозатор 101
Замыкания формы м. 117
Кассетно-формовочной установки м. 143
Конусной дробилки м. 169
Литейной формы м. 201
Мельницы планетарной м. 217
Мешалки м. 218
Пустотообразователя м. 358
Распалубки м. 370
Резки керамических изделий м. 382
Резки кирпича м. 382
Смесителя м. 425
Створки бункера м. 439
Трамбовочная машина 473
Упаковочной машины м. 483
Формования керамических изделий м. 501
Формования кирпичей м. 501
Формующий м. 502
Щековой дробилки м. 535

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МЕХАНИЗМЫ

Вибрационного волочения металла м. 43
Встречного перемещения шуансонов м. 61
Гибки труб оправка 69
Гибочного станка м. 70
Забивки чугунной летки м. 104
Извлечения отлитых труб м. 130
Ковочно-штамповочный механический пресс 156
Ковочный манипулятор 158
Кокильной машины м. 158
Кристаллизатора м. 183
Кручения м. 184
Накатывания зубьев м. 231
Намоточной машины м. 232
Обжатия м. 246
Опрокидыватель стола формовочной машины 258
Перегружатель роликовый 272
Подачи ленты м. 303
Подъемного стола м. 313
Поперечной прокатки труб 316
Пресс механический 156, 329
Пробивки электролитной корки м. 344
Размотки проволоки м. 368
Разрушения футеровки м. 368
Сбрасыватель полос 408
Следящего зажима м. 423
Спрямления шатуна м. 433
Сталеразливочного ковша м. передвижения 437
Упор передвижной 483
Чушколомателя м. 522
Шлакового стопора м. 533
Штамповки обкатыванием м. 534

РЕЖУЩИХ И ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ МЕХАНИЗМЫ

Бочкообразных зубьев обработка 35
Винторезного станка м. 49
Внутренних фасонных поверхностей обработка 51
Внутришлифовального станка м. 52
Гитара станка 79
Дисковых ножей м. 96
Долбление шлицев в глухих отверстиях 102
Зубодолбежного станка м. 123
Зубодолбежного станка с резцовой головкой м. 124
Зубонарезания колес м. 164, 124
Зубошлифовального станка м. 124
Конических колес зубонарезание 164
Копировальный кулачковый м. 171
Корректирующий м. зубофрезерного станка 174
Криволинейных поверхностей тел вращения обработка 180
Некруглых колес зубонарезание 238
Некруглых цилиндрических поверхностей воспроизведение 239
Ножницы 243
Полирования внутренней цилиндрической поверхности м. 315
Притирочного станка м. 342
Сферических поверхностей воспроизведение 451
Точения некруглых поверхностей м. 472
Шевронных колес зубонарезание 532
Шлифования керамических изделий м. 533
Шлифования косозубых колес м. 124, 534

ТЕКСТИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ МЕХАНИЗМЫ

Батанный м. 28
Боевой м. 32
Вязальной машины м. 66
Захватывающей иглы м. 121
Направляющего ролика м. 233
Натяжения нити м. 235
Ножевых рам м. 243
Протягивания ткани м. 352
Рапирный м. ткацкого станка 369
Ремизный м. 384
Укладчик ткани 482
Уточного компенсатора м. 499

МЕХАНИЗМЫ МАШИН ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ, СВИВКИ И УКЛАДКИ НИТЕЙ

Движения ткани м. 86
Иглы м. 129
Лентекрутильной машины м. 202
Молотковый м. затяжной машины 226

Канатоукладчик 241, 141
Нитеводитель 241
Ножа м. 243
Петлителя м. 283
Сборки покрышек пневматических шин м. 405
Свивки каната м. 408
Скобочного соединения м. 422
Скручивания каната м. 423
Стыковки кордовых полос м. 444
Шила м. 533

ПОЛИГРАФИЧЕСКИХ И ПИШУЩИХ МАШИН МЕХАНИЗМЫ

Амортизатора регулятор 21
Блокировки захватного устр. м. 31
Давления м. 84
Захватное устр. печатного цилиндра 284
Краскопитающий м. 178
Крепления стереотипа м. 179
Листовыводной м. 199
Листоотделяющий м. 200
Листорезальный м. 200
Листосъемный м. 201
Листотранспортирующий м. 201
Листоукладчика м. 201
Ловящая вилка 204
Ловящий м. 204
Ловящий сектор 204
Накатная группа 231
Периферийный тормоз 282
Пишущих машин м. 285
Подающий м. 304
Подвижных упоров м. 310
Приемщика м. 338
Раскатного цилиндра м. 369
Самонаклада м. 400
Стапельного стола м. 438
Счетчик тетрадей 455
Талера м. 456
Тигля м. 461
Фальцующий м. 500
Щупа-раздувателя м. 535